

---

# TURBOČERPADLA

---

- strana 3 – **Základní typy turbočerpadel**
  - strana 6 – **Energetická rovnováha čerpadla**
  - strana 7 – **Vlastnosti čerpadla v potrubním systému**
    - **Úloha 738:** Změna pracovního bodu po výměně čerpadla
    - **Úloha 663:** Výpočet charakteristiky potrubního systému, úloha v [Škorpík, 2024]
    - **Úloha 265:** Výpočet pracovního bodu čerpadla a charakteristiky potrubního systému
  - strana 13 – **Provoz více čerpadel v jednom potrubním systému**
  - strana 14 – **Regulace turbočerpadel**
  - strana 14 – **Výběr vhodného čerpadla**
  - strana 15 – **Kavitace**
  - strana 17 – **Odkazy**
  - strana 18–25 – **Přílohy**
-

- **autor:** – ŠKORPÍK, Jiří ([LinkedIn.com/in/jiri-skorpik](https://www.linkedin.com/in/jiri-skorpik))
- **datum vydání:** – Zář 2022
- **název:** – Turbočerpadla
- **sborník:** – *[transformacni-technologie.cz/index.html#lopatkove-stroje](https://transformacni-technologie.cz/index.html#lopatkove-stroje)*
- **provenience:** – Brno (Česká republika)
- **email:** – [skorpik.jiri@email.cz](mailto:skorpik.jiri@email.cz)

Copyright©Jiří Škorpík, 2022  
Všechna práva vyhrazena.

---

## Základní typy turbočerpadel

Z pohledu konstrukce a vlastností je nejzásadnější pro rozdělení turbočerpadel neboli hydrodynamických čerpadel převažující meridiánový směr proudění. Podle tohoto kritéria rozdělujeme turbočerpadla na **radiální, axiální a diagonální**. Měrné otáčky jsou obvyklým kritériem výběru turbočerpada.

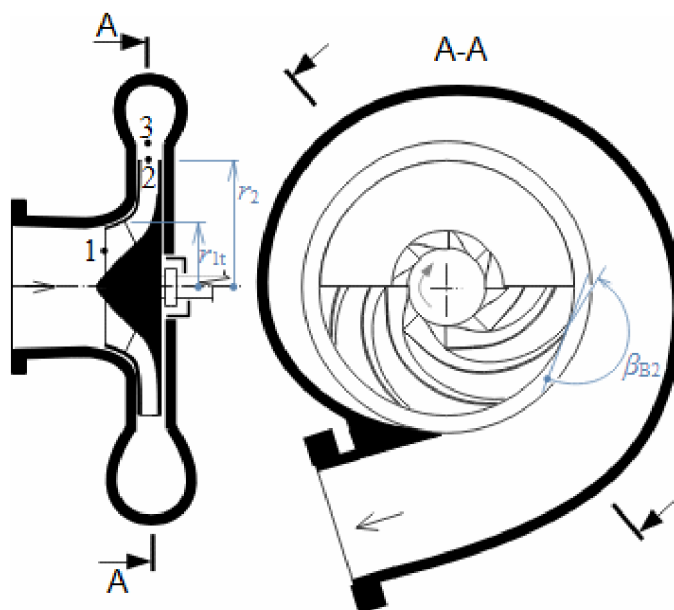
~  
Použití radiálních čerpadel

Vlastnosti radiálních čerpadel podle směru prohnutí lopatek

Radiální čerpadla jsou obecně vhodná pro malé a střední objemové toky s velkým rozsahem tlaků. Pro nejvyšší tlaky se používají vícestupňová radiální čerpadla, u kterých lze dosáhnout tlaku čerpané kapaliny i 35 MPa.

Rotory s dozadu zahnutými lopatkami ( $\beta_{B2} > 90^\circ$  – výstupní úhel profilu, viz **Obrázek 394**) dosahují nejlepší hydraulické účinnosti a mají i nejmenší skluz. Rotory s čistě radiálními lopatkami ( $\beta_{B2} = 90^\circ$ ) dosahují největšího zvýšení tlaku v jednom stupni (pro stejné rozměry a otáčky rotoru), protože relativní rychlost  $W_2$  je nejmenší, respektive rovna radiální složce relativní rychlosti  $W_{2r}$  (viz  $h-s$  diagram). Rotory s dopředu zahnutými lopatkami nenabízí žádné hydrodynamické ani jiné výhody a nepoužívají se.

– 394: –



Příklad radiálního čerpadla s dozadu zahnutými lopatkami, s bezlopatkovým difuzorem a krycím diskem rotoru:  $\beta_{B2}$  [°] úhel střední čáry profilu lopatky na výtoku;  $r$  [m] poloměr rotoru. Index  $t$  označuje špičky lopatky.

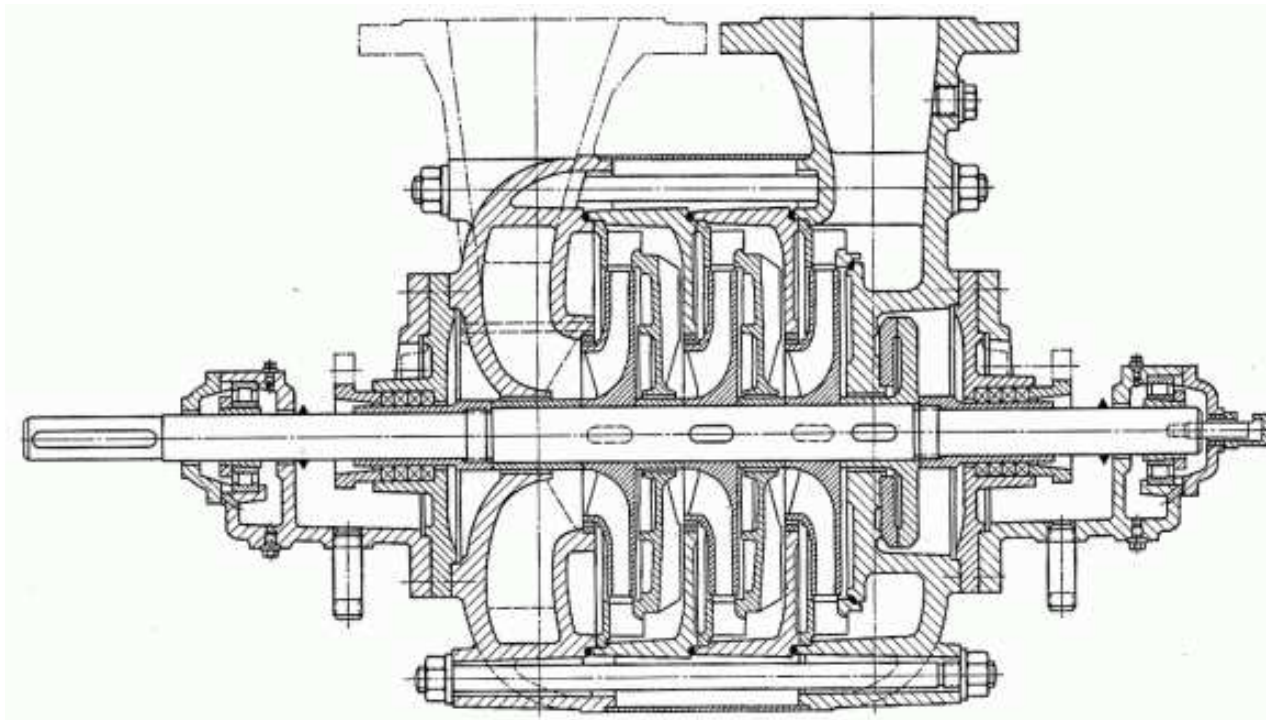
Optimální stupeň reakce

Charakteristickým znakem při návrhu radiálního stupně čerpadla je, že výtoková absolutní rychlost rotoru  $V_2$  je navržena přibližně na stejnou hodnotu jako vtoková relativní rychlost  $W_1$  – při takové rovnosti jsou profilové ztráty v rotorové i satorové části přibližně stejné a stupeň reakce větší jak 0,5.

*Koncepce  
vícestupňových  
čerpadel*

V případě vysokých tlaků se místo zvětšení průměru rotoru dává přednost vícestupňové variantě radiálních čerpadel, viz **Obrázek 396**. V takovém případě se požadovaný rozdíl celkových tlaků rozdělí rovnoměrně na jednotlivé stupně. Výhoda takového přístupu je v tom, že stupně jsou stejné, což podstatným způsobem snižuje náklady na návrh, výrobu i servis (čerpadla pro menší zvýšení tlaku mají pouze menší počet stejných stupňů, které jsou konstrukčně přizpůsobeny tak, aby je bylo možno dávat v libovolném počtu za sebou tzv. článková čerpadla). V případě větších změn tlaků v čerpadle je nutné postupně (po několika stupních) vždy snížit šířky rotorů, tak aby se kompenzovalo zvýšení hustoty kapaliny.

– 396: –



Třístupňové radiální čerpadlo společnosti KSB

*Výroba rotorů  
radiálních čerpadel*

Radiální rotory jsou tvarově složité součásti, ale většinou je lze vyrobit z jednoho kusu litím. Pouze v případech rotorů odolnějších kavitaci a korozi se vyrábí rotory i ze tří částí. Na **Obrázku 1014** (s. 5) je rotor radiálního čerpadla vyrobený ze tří částí – přesný odlitek lopatek (1.4581-Cr-Ni-Mo-Nb, ocel nerezová na odlitky), přední a zadní disk (1.4404-Cr-Ni-Mo). Tyto části jsou k sobě přivařeny. Povrch kola je očištěn elektrochemickou cestou – oproti třískovému obrábění je povrch bez trhlinek, což zvyšuje odolnost vůči korozi. Tento typ rotoru je určeno do čerpadel používaných ve farmacii a potravinářství do teploty pracovní tekutiny 120 °C.

– 1014: –

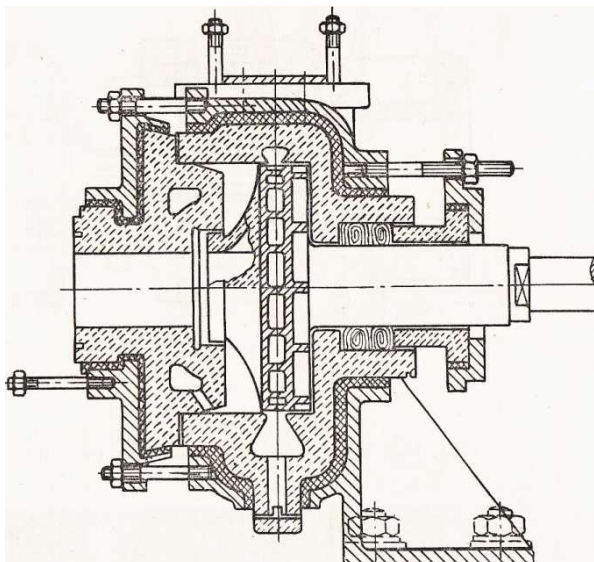


Rotor čerpadla typové řady YMD společnosti Iwaki (Japonsko). Průměr rotoru je 200 mm.

*Rotory z nekovových materiálů*

V případě čerpání vody se běžně k výrobě rotorů používají plastové materiály. Pro čerpání kyselin se používají keramické rotory a další části čerpadel jako v případě čerpadla na **Obrázku 1016**, případně se použije kovový materiál potažený vrstvou PVC.

– 1016: –



Čerpadlo pro čerpání kyselin: Části vyrobené z kameniny jsou vyznačeny přerušovaným čárkováním, litina čárkováním obyčejným a vrstvy tmelu jsou čárkovány do kříže [Nechleba and Hušek, 1966, s. 191].

~  
*Použití axiálních čerpadel*

Axiální čerpadla se obecně používají pro větší hmotnostní toky a menší změny celkové energie kapaliny než radiální čerpadla. Používají se také například pro čerpání znečištěných kapalin (ČOV), k čerpání velkých objemů kapalin ve vodárnách, chladicí vody v tepelných elektrárnách a také pro obousměrné čerpání mezi vyvažovacími nádržemi.

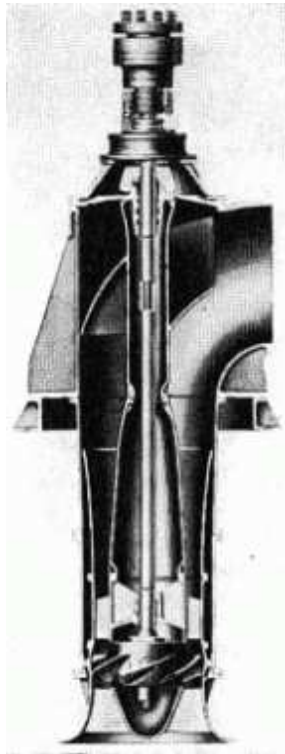
*Stupeň reakce axiálních čerpadel*

Axiální stupně čerpadel jsou obvykle navrženy na stupně reakce 0,5 na středním poloměru, aby bylo rozložení ztrát mezi stator a rotor rovnoměrné, nebo menší pokud hrozí kavitace.

*Natáčení lopatek u axiálních čerpadel*

Výhodou axiálních čerpadel je možnost instalovat mechanismus pro natáčení lopatek (statorových i rotorových, případně předřazených lopatek). Jejich natočení umožňuje udržení vysoké hydraulické účinnosti i při změně hmotnostního toku (viz **Obrázek 641** (s. 6)).

- 641: – Jednostupňové axiální čerpadlo KSB chladící vody v tepelné elektrárně.



~  
Diagonální čerpadla

Mimo uvedené dva typy čerpadel se používají i diagonální čerpadla, zejména v provedení jako Deriazova čerpadlová (reverzní) turbína.

~  
Doporučený rozsah  
podobnostních  
součinitelů  
jednotlivých typů  
čerpadel

Jednotlivé typy čerpadel jsou vhodné pro různé měrné otáčky, viz **Tabulka 797**. Detailnější informace o optimálním rozsahu měrných otáček jsou uvedeny například v [Melichar et al., 2002, s. 148], [Pfleiderer, 2005, s. 171]. Optimální hodnoty průtokového a tlakového součinitele jsou uvedeny například v [Dixon and Hall, 2010, s. 42].

– 797: –

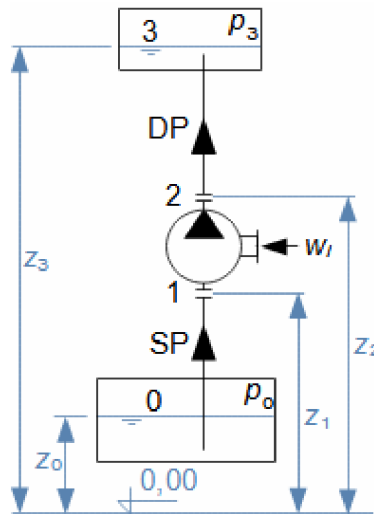
|              | radiální |     |     |     | diagonální |     | axiální |      |
|--------------|----------|-----|-----|-----|------------|-----|---------|------|
| $N_s$        | 55       | 157 | 313 | 470 | 470        | 862 | 783     | 1880 |
| $r_2/r_{1t}$ | 2,5      | 2   | 1,5 | 1,3 | 1,2        | 1,1 | 0,5     | 0,8  |

$N_s$  [ $\text{min}^{-1}$ ] měrné otáčky podle Vzorce 8 v článku Využití podobnosti lopatkových strojů při návrhu lopatkového stroje;  $r_{1t}$  [m] poloměr rotoru u špic lopatek na vstupu;  $r_2$  [m] střední poloměr na výstupu z rotoru, viz **Obrázek 394** (s. 3). Zdroj dat pro tabulku [Nechleba, 1966, s. 95].

### Energetická rovnováha čerpadla

*K základní energetické bilanci čerpadla obvykle postačuje Bernoulliho rovnice, přičemž účelem čerpadla je zvýšení celkové energie pracovní kapaliny podle **Obrázku 300** (s. 7). Energetická bilance se provádí k samotnému čerpadlu mezi jeho sací a výtlačnou přírubou a nebo mezi sání a výtlačkem celého systému, ve kterém je čerpadlo zapojeno.*

– 300: –



Příklad schématu zařízení díla s čerpadlem:  $p$  [Pa] tlak pracovní kapaliny;  $w_i$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní práce;  $z$  [m] výšky hladin. SP-sací potrubí (suction pipe); DP-výtlačné potrubí (discharge pipe).

*Definice systémové a hydraulické účinnosti čerpadla*

Obvykle se provádí dvě různé energetické bilance díla. První je energetická rovnováha díla jako celku mezi stavy 0 a 3, která slouží ke stanovení tzv. systémové účinnosti  $\eta_s$  (Vzorec 302a), respektive k vyhodnocení hospodárnosti díla [Ingram, 2009, s. 121]. Druhá energetická rovnováha se provádí pouze mezi sáním a výtlačkem čerpadla (stavy 1-2), která slouží ke stanovení vnitřní neboli hydraulické účinnosti čerpadla  $\eta_i$  (Vzorec 302b), respektive k porovnání nabízených čerpadel. Maximální hydraulickou účinnost hydrodynamických čerpadel může být vyšší než 90 %. Systémová účinnost cirkulačních smyček je nula, protože čerpadlo pouze pokrývá tlakové ztráty systému.

– 302: –

$$(a) \eta_s = \frac{H_s}{-w_i} = \frac{H_s}{H_s + L_{H,S}}; \quad L_{H,S} = L_{H,SP} + L_w + L_{H,DP} \quad (b) \eta_i = \frac{w_{id}}{w_i} = \frac{H_p}{H_p + L_w}$$

(a) systémová účinnost; (b) hydraulická účinnost.  $H$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] zvýšení celkové energie kapaliny v čerpadle (index  $p$  (pump), mezi body 1-2) a v systému (index  $s$ , mezi body 0-3);  $w_{id}$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní práce čerpadla beze ztrát;  $L$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní ztráty na daném úseku (viz index);  $\eta_i$  [1] vnitřní účinnost neboli hydraulická účinnost;  $\eta_s$  [1] systémová účinnost díla.

### Vlastnosti čerpadla v potrubním systému

*Vlastnosti čerpadla v potrubním systému závisí na jeho provozní charakteristice i tzv. charakteristice potrubního systému, ve kterém pracuje. Z vlastností těchto dvou charakteristik lze následně stanovit pracovní bod čerpadla.*

~  
Provozní  
charakteristika  
čerpádkla

Provozní charakteristikou čerpádkla je závislost zvětšení celkové energie kapaliny v čerpádkle  $H_p$  na objemovém toku  $Q$ . Tvar charakteristiky  $H_p$ - $Q$  čerpádkla při konstantních otáčkách a bez natáčení lopatek je výrazně konkávní, tj. zvětšení celkové energie v čerpádkel dosahuje určitého maxima, kterému odpovídá konkrétní objemový tok, viz **Obrázek 927**.

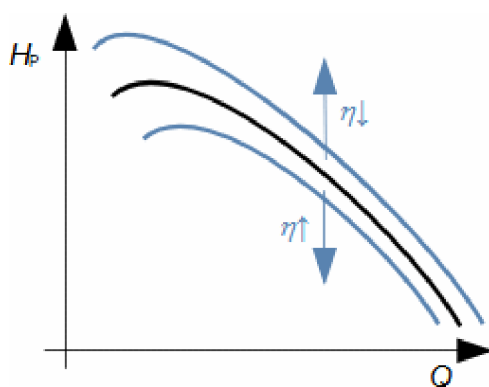
Predikce provozní  
charakteristiky  
čerpádkla

Přesné provozní charakteristiky turbčerpádkel se stanovují z měření, případně měřením na modelovém stroji nebo spočítat na základě numerického modelu čerpádkla, pokud se jedná o kusovou stavbu velkého čerpádkla. Lze ji také přibližně spočítat pomocí bezrozměrové provozní charakteristiky daného typu čerpádkla, viz také [Pfleiderer, 2005, s. 228]. Charakteristiky vícetupňových turbočerpádkel jsou součtem zvýšení celkové energie kapaliny v jednotlivých stupních při daném objemovém toku.

Vliv viskozity  
pracovní kapaliny na  
charakteristiku  
čerpádkla

Charakteristika čerpádkel se udává vždy pro konkrétní kapalinu a teplotu. Teplota sice nemá obvykle vliv na hustotu kapaliny, ale výrazně ovlivňuje její viskozitu. Změna viskozity má vliv na výsledné vnitřní ztráty čerpádkla, respektive se změnou viskozity se mění zvýšení celkové energie pracovní tekutiny v čerpádkle  $H_p$  – přičemž pokles viskozity ztráty snižuje, viz **Obrázek 927**. Nomogram pro přepočít charakteristiky čerpádkla vody na kapalinu s jinou viskozitou je uveden například v [Melichar et al., 2002, s. 371] a v podkladech dodavatelů čerpádkel.

– 927: –



$N$  [ $\text{min}^{-1}$ ] otáčky čerpádkla;  $Q$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] objemový tok čerpádklem;  $\eta$  [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ] dynamická viskozita pracovní kapaliny. Charakteristika pro konstantní otáčky čerpádkla.

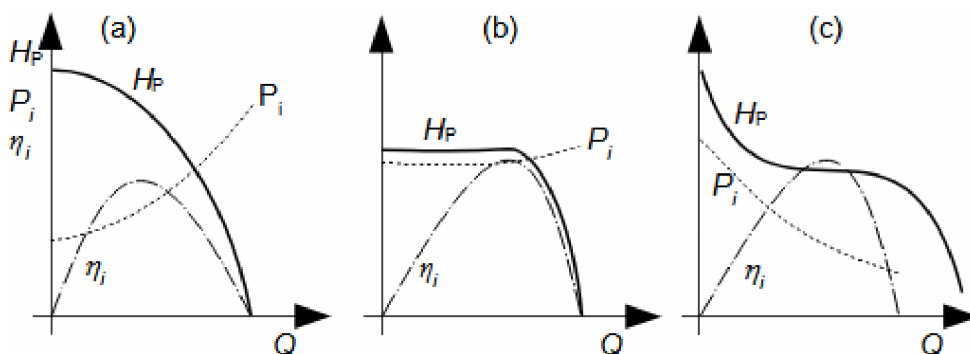
Vliv hustoty na  
charakteristiku  
čerpádkla

Charakteristiku je nutné také přepočítat pro různé hustoty. Změna hustoty má také přímo vliv na změnu celkové energie v čerpádkle  $H_p$  a způsobuje posun charakteristiky stejně, jako je tomu u změny charakteristiky ventilátoru při změně hustoty, viz článek Ventilátory.

*Příkonové  
charakteristiky  
základních typů  
čerpadel*

Katalogové informace o charakteristice čerpadla obsahují i závislosti dalších veličin na objemovém toku, především příkon a účinnost. Průběh příkonu čerpadla také ovlivňuje způsob spuštění čerpadla, viz **Obrázek 370**. Z charakteristik je patrné, že je vhodné, pokud tomu nebrání provozní podmínky navazující technologie, spouštět radiální čerpadla s uzavřeným výtlakem a axiální naopak s otevřeným, aby nedošlo k přetížení pohonu čerpadla (v reálných podmínkách mohou mít některé radiální stupně čerpadel průběh příkonu podobný průběhu příkonu diagonálního stupně).

– 370: –

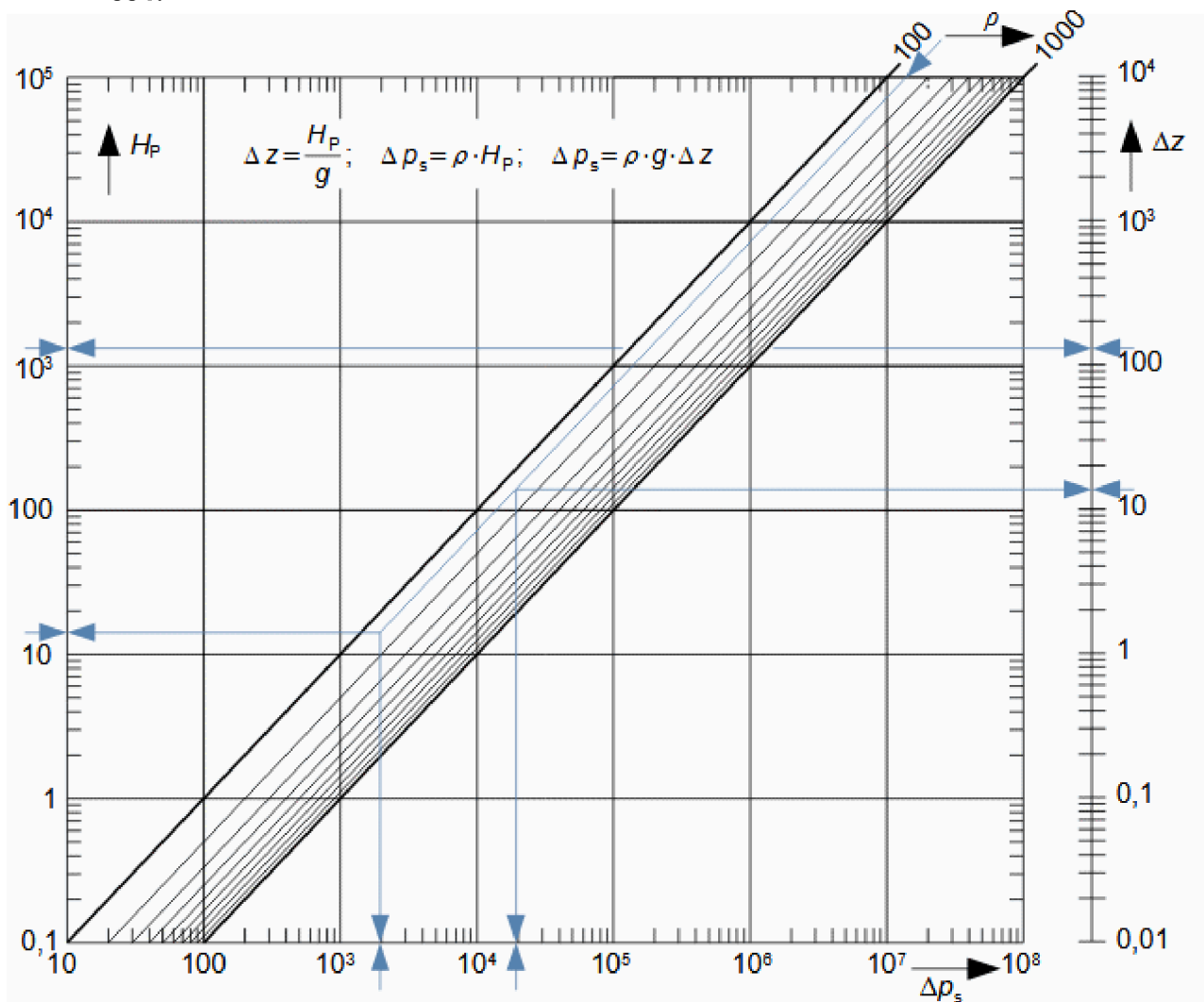


(a) radiální stupně; (b) diagonální stupně; (c) axiální stupně.  $P_i$  [W] vnitřní příkon čerpadla. V tomto případě jsou samotné charakteristiky diagonálního a axiálního stupně uvažovány s natáčivými lopatkami, takže při nižším objemovém toku  $H_p$  neklesá. Zdroj: [Kadrnožka, 2003], [Nechleba, 1966, s. 95].

*Ekvivalentní veličiny  
v charakteristice  
čerpada*

Místo zvýšení celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle  $H_p$  se uvádí v katalogích také ekvivalentní veličiny, a to zvýšení celkového tlaku v čerpadle  $\Delta p_s$ , nebo ekvivalentní výtlačná výška čerpadla  $\Delta z$ , které lze mezi sebou přepočítat pomocí Bernoulliho rovnice, případně pro rychlý přehled lze použít přiložený **Nomogram 884** (s. 10).

884:

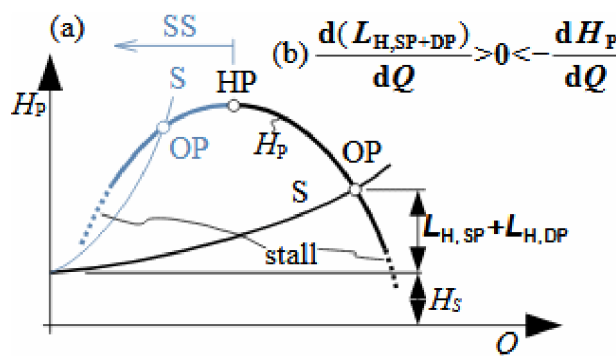


Vzorce a nomogramy pro přepočet zvýšení celkové energie v čerpadle na ekvivalentní veličiny:  $H_p$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ];  $\Delta p_s$  [Pa] zvýšení celkové tlaku v čerpadle;  $\Delta z$  [m] ekvivalentní výtlačná výška čerpadla (zvýšení sloupce pracovní kapaliny na výstupu čerpadla v případě, že by se veškerá energie přivedená pracovní kapalině v čerpadle transformovala na potenciální energii);  $g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] gravitační zrychlení;  $\rho$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] hustota kapaliny.

~  
Pracovní bod  
čerpadla

Pracovní bod čerpadla OP je konkrétní kombinace objemového toku a zvýšení celkové energie kapaliny v čerpadle, ve které v danou chvíli čerpadlo pracuje. Pracovní bod odpovídá průsečíku charakteristiky potrubního systému S (ztráty v potrubí) (viz [Škorpík, 2024]) s charakteristikou čerpadla P, viz **Obrázek 372**.

372:

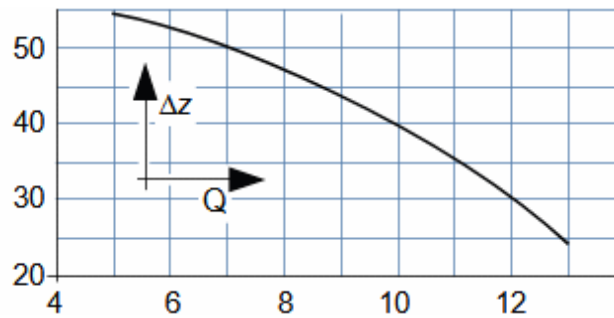


HB-vrchol charakteristiky (hump point); OP-pracovní bod čerpadla (operating point); SS-labilní oblast čerpadla (system surge); S-charakteristika potrubního systému; stall-oblast ztráty odtržením proudu od lopatky.

- **Úloha 738:** – Stanovte nový pracovní bod cirkulačního čerpadla po jeho výměně? Původní parametry pracovního bodu označené znakem (a) byly:  $Q_{(a)}=2,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ,  $H_{P,(a)}=16 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ . Jaké jsou parametry pracovního bodu po výměně čerpadla? Jaká byla tlaková ztráta potrubní trasy v případě původního čerpadla (a), a jaká tlaková ztráta je po instalaci nového čerpadla (b)? Charakteristika nového čerpadla (b) je uvedena na obrázku.

Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 738**.

- **Úloha 738:** –  
*Charakteristika nového čerpadla*



$\Delta z$  [m];  $Q$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ]

*Kritérium stability pracovního bodu čerpadla*

Pracovní bod čerpadla není stálý průsečík, protože v každém systému existují alespoň malé pulzace (drobné změny otáček, odběry v potrubí apod...), takže OP je oblast o velikosti  $d(H_p) \cdot dQ$ . Aby pracovní bod čerpadla zůstal stabilní, musí práce čerpadla reagovat na změny objemového toku  $Q$  a ztrát v potrubním systému  $L_{H, SP+DP}$  změnami opačnými. Tuto vlastnost čerpadla lze zapsat **Rovnicí 372b** (s. 10), která se nazývá kritérium stability čerpadla. Nestabilní pracovní oblast čerpadla, ve které nejsou splněny podmínky kritéria stability (označená jako SS), je tedy funkcí charakteristiky čerpadla i charakteristiky potrubního systému, ve kterém čerpadlo pracuje.

*Nestabilita pracovního bodu v labilní oblasti*

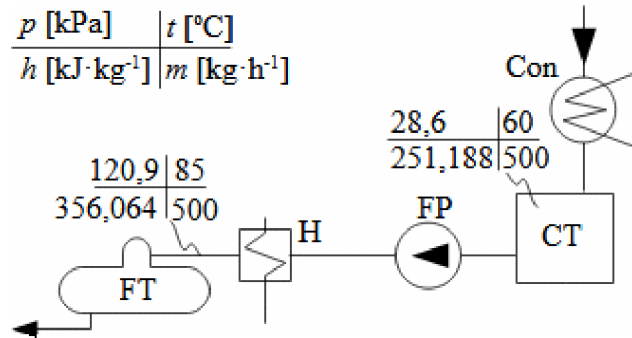
Na **Obrázku 372a** (s. 10) je příklad typické charakteristiky systému S, při které není kritérium stability splněno vlevo od vrcholu charakteristiky čerpadla. V této oblasti bude pracovní bod čerpadla klesat s objemovým tokem do oblasti odtrhávání proudu od profilu (stall), naopak při nárůstu objemového toku v systému může pracovní bod čerpadla skově přeskočit na protější stranu charakteristiky. Tyto prudké střídavé změny objemového toku se projevují pulzacemi v potrubí (vibracemi) a znatelnými změnami v hlučnosti a opotřebením čerpadla, protože při odtrhávání proudění vzniká i kavitace.

*Jak ovlivnit polohu pracovního bodu*

Pracovní bod čerpadla lze ovlivnit regulací čerpadla a na straně potrubního systému pomocí hydraulického vyvažování (**Úloha 738**) nebo kompenzačními nádržemi (**Úloha 265** (s. 12)).

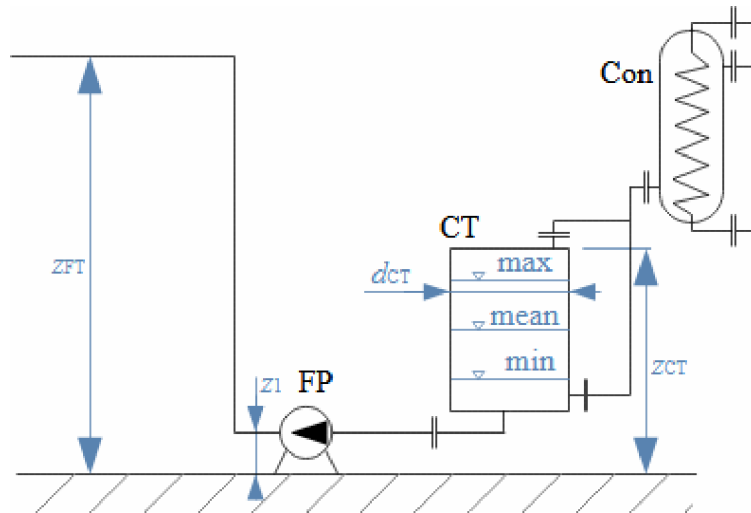
- **Úloha 265:** - Na obrázku je uvedena část schématu zařízení pro i parního oběhu malé teplárny. Jedná se o úsek mezi kondenzátorem a napájecí nádrží. Nastavte nejvhodnější pracovní bod kondenzátního čerpadla čerpající vodu z pomocné nádrže kondenzátu CT do napájecí nádrže FT. Parametry vody v systému jsou uvedeny na obrázcích. Předpokládané rozměry zařízení jsou:  $z_{DP}=4$  m;  $z_{CT}=3,9$  m;  $d_{CT}=0,6$  m. Konstanta potrubního systému na sání čerpadla je  $9 \cdot 10^8$  kg·m<sup>-7</sup> a na výtlaku je  $120 \cdot 10^9$  kg·m<sup>-7</sup>. Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 265**.

- **Úloha 265:** -  
*Schéma zařízení potrubního systému*

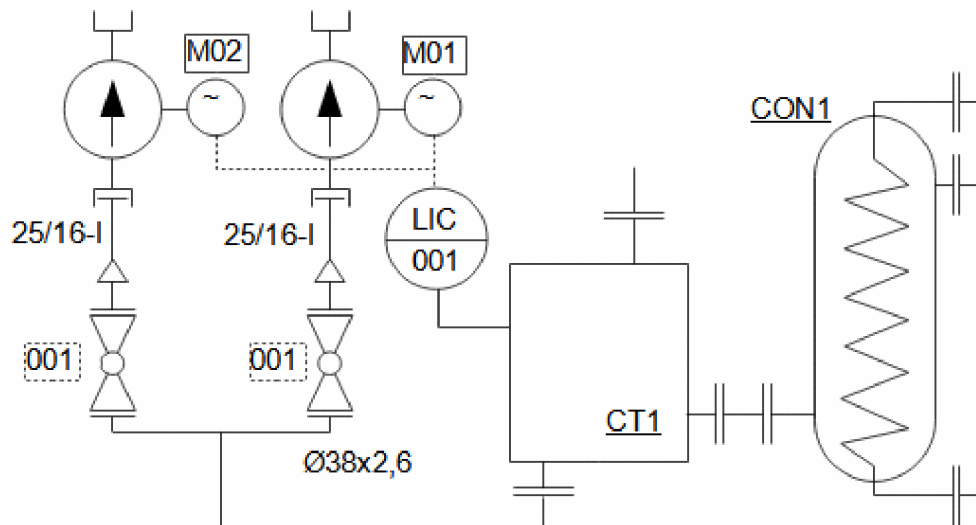


Con-kondenzátor (condenser); CT-pomocná nádrž kondenzátu (condenser tank); H-ohřívák (heater); FT-napájecí nádrž (feed tank); FP-napájecí čerpadlo (feed pump).  
 $h$  [kJ·kg<sup>-1</sup>] entalpie pracovní tekutiny.

- **Úloha 265:** -  
*Výškové uspořádání zařízení potrubního systému*



- **Úloha 265:** -  
*Výkres pro realizaci potrubního systému*



002-číslo armatury; M01-číslo motoru. Systém značení odpovídá [Krbek, 1999, s. 178]. Lze používat i jiný systém značení a na výkrese uvést vysvětlivky k jednotlivým značkám.

### Provoz více čerpadel v jednom potrubním systému

V jedné potrubní síti může pracovat více čerpadel a to buď umístěné na potrubní trase za sebou (tzv. **sériové zapojení**) a nebo umístěné na paralelních větvích (tzv. **paralelní zapojení**).

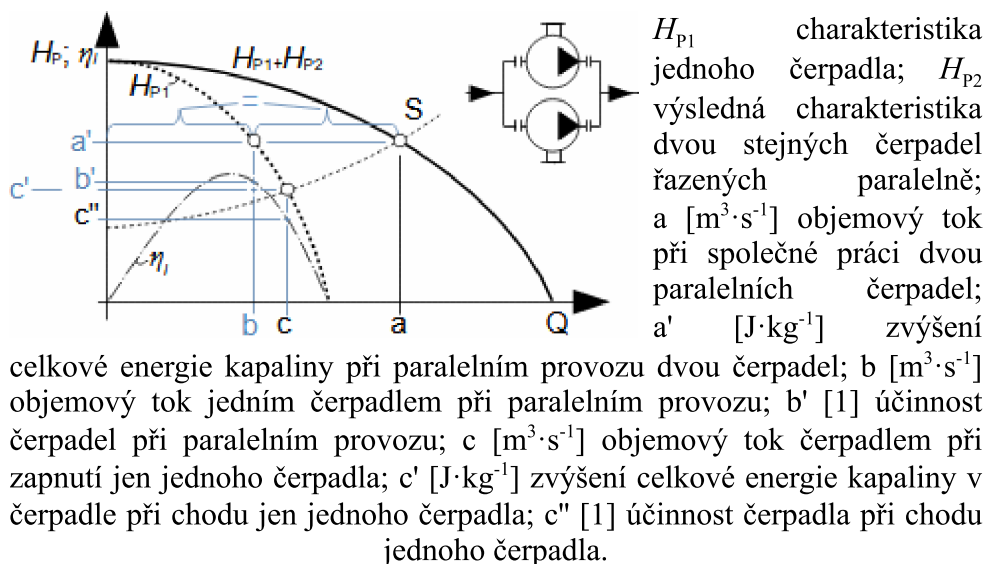
~  
Sériový provoz

Při sériovém provozu čerpadel jsou objemové toky čerpadly stejné a zvýšení celkové energie dodané pracovní kapalině čerpadly je rovno součtu zvýšení celkové energie v jednotlivých čerpadlech.

~  
Paralelní provoz  
dvou stejných  
čerpadel

V případě paralelního provozu dvou či více čerpadel bude stejné zvýšení celkové energie kapaliny, ale objemové toky jednotlivými čerpadly mohou být rozdílné. Pracovní body takto zapojených čerpadel se navrhují tak, aby bylo dosaženo, pokud možno, co nejvyšší účinnosti při jmenovitém objemovém toku systémem. To znamená, že při práci jen jednoho čerpadla může být účinnost tohoto čerpadla nižší, než při společné práci zapojených čerpadel – viz **Obrázek 371**, na kterém je případ výsledné charakteristiky dvou stejných čerpadel pracujících paralelně.

– 371: –



Paralelní provoz  
dvou různých  
čerpadel

Jestliže jsou paralelně zapojená čerpadla s různou charakteristikou, pak změna celkové energie v čerpadlech  $H_P$  musí být stejná. V opačném případě by došlo ke zpětnému proudění u čerpadla s nižší změnou celkové energie. Výsledná charakteristika dvou čerpadel s odlišnou charakteristikou je uvedena např. v [Kadrnožka, 2003, s. 170].

## Regulace turbočerpadel

*Regulaci turbočerpadel lze provádět změnou otáček, škrcením na výtlaku nebo nátačením lopatek. Pomocí regulace lze měnit pracovní bod čerpadla či charakteristiku potrubního systému. Uvedené způsoby regulace mají stejné účinnky na pracovní bod jako jednotlivé způsoby regulace u ventilátorů, viz obrázky a rovnice v článku Ventilátory.*

~  
Vliv regulace změnou  
otáček na  
charakteristiku  
čerpadla

Regulace změnou otáček je asi nejrozšířenější způsob regulace čerpadel. Změnou otáček čerpadla se změní jeho charakteristika stejným způsobem jako u ventilátorů. V případě, že pohonem čerpadla je elektromotor, se změna otáček dosahuje výkonovou elektronikou na straně napájení motoru. Větší čerpadla se pohání alternativními pohony, například spalovací motory, parní turbíny apod, v takových případech se mění otáčky čerpadla změnou otáček hnacích strojů.

~  
Regulace čerpadla  
škrcením na jeho  
výtlaku

Regulace čerpadla škrcením se používá především u menších potrubních systémů. Škrcení se provádí pomocí redukčního ventilu, který mění tlakovou ztrátu na výtlaku čerpadla (mění se tím charakteristika potrubního systému). Zde je nutné počítat se zvýšenými ztrátami a tedy i se zvýšenou spotřebou práce čerpadla. Stálý škrtící člen v potrubním systému se používá i k jeho hydraulickému vyvažování.

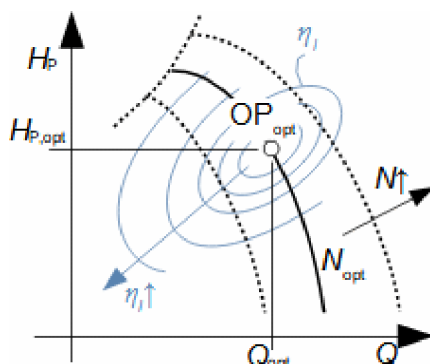
~  
Regulace čerpadla  
nátačením lopatek

Regulace nátačením statorových nebo rotorových lopatek bývá součástí axiálních čerpadel a některých typů radiálních čerpadel s statorovými nebo předřazenými natáčivými lopatkami.

## Výběr vhodného čerpadla

*Výběr čerpadla se provádí podle ekonomických a provozních kritérií. Pořizovací náklady a provozní náklady patří mezi ekonomická kritéria, kdy je cílem vybrat takové čerpadlo, které by dosahovalo v pracovním bodě maximální možné účinnosti (optimální pracovní bod čerpadla při jeho optimálním výkonu), viz **Obrázek 1018** (s. 15). Vhodné čerpadlo vybíráme také podle druhu a stavu pracovní kapaliny. Také musíme přihlížet k bezpečnosti provozu, možné kontaminaci čerpané kapaliny v čerpadle, především maznými látkami, a k životnosti čerpadla.*

– 1018: –



$N$  [ $\text{min}^{-1}$ ] otáčky. Index  $_{opt}$  značí optimální stav, tedy práci čerpadla při maximální účinnosti.

*Nejlépe pomůže s výběrem specializovaný software výrobce*

Výrobci nabízí velké množství čerpadel a pomocí firemních softwarů jsou schopni, na základě dodaných podkladů o budoucím provozu a charakteristice systému, vybrat nejvhodnější čerpadlo. Případně je možné z dodaných katalogů porovnat optimální kombinace zvýšení celkové energie a objemového toku jednotlivých čerpadel.

### Kavitace

*Rychlost a tlak kapaliny v mezní vrstvě se při obtékání profilu lopatky mění, přičemž v některých místech může tlak poklesnout až na tlak syté kapaliny  $p_s(t)$ . V takovém případě dojde ke střídavému odpařování a průdké kondenzaci kapaliny spojené se zvýšeným namáháním materiálu povrchu lopatky (mechanické poškození, galvanická koroze v důsledku lokálních rozdílů teplot na lopatce a pod.) a poklesem hydraulické účinnosti, tento děj se nazývá kavitací (podrobnější popis v [Dixon and Hall, 2010, s. 330]). Nejmenší tlak v turbočerpadlech je v blízkosti nátokové hrany nejvýše položené lopatky prvního stupně.*

*Definice minimální sací výšky čerpadla*

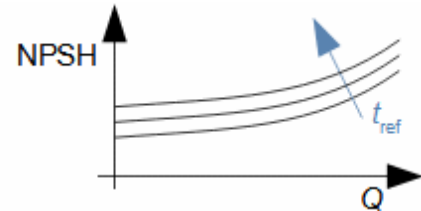
Pro zabránění vzniku kavitace předepisují výrobci minimální sací výšku čerpadla NPSH (Net Positive Suction Head), která se měří od osy sacího hrdla čerpadla. NPSH se měří pro určitý druh pracovní kapaliny a její referenční teplotu pracovní kapaliny (obvykle  $20\text{ °C}$ ). Při změně teploty je nutné NPSH přepočítat na požadovanou NPSHR (Net Positive Suction Head Required) podle **Vzorce 796** (s. 16). Navíc výrobci doporučují NPSHR zvýšit o bezpečnostní výšku  $z_A$  a výsledek se označuje jako NPSHA (Net Positive Suction Head Available) neboli bezpečná sací výška čerpadla.

796:

$$NPSH \approx f(t_{ref}, Q)$$

$$NPSHR \approx NPSH + \frac{1}{g \cdot \rho} (p_s(t) - p_s(t_{ref}))$$

$$NPSHA = NPSHR + z_A$$



$NPSH$  [m] minimální sací výška;  $NPSHA$  [m] bezpečná sací výška ;  $NPSHR$  [m] požadovaná sací výška při pracovní teplotě  $t$ ;  $p_s(t)$  [Pa] tlak syté kapaliny pro pracovní teplotu;  $t$  [°C] pracovní teplota;  $t_{ref}$  [°C] teplota kapaliny, při které probíhá referenční měření minimální sací výšky;  $z_A$  [m] bezpečnostní zvýšení výšky  $NPSHR$ , tak aby nedošlo v čerpadle ke kavitaci (pro vodní hydrodynamická čerpadla přibližně 0,6 m), kompenzuje nepřesnosti vznikající při výpočtu  $NPSHR$  z  $NPSH$ . Odvození vztahu mezi  $NPSH$  a  $NPSHR$  při nevýznamném vlivu změny hustoty s teplotou je v

**Příloze 796.**

*Určení NPSH čerpadla*

$NPSH$  čerpadla lze buď přímo naměřit, a nebo přibližně vypočítat pomocí empirických vztahů podle typu čerpadla a jeho parametrů, takový výpočet je uveden v [Melichar et al., 2002, s. 191].

*Ztráty v sání čerpadla jsou součástí NPSHA*

Ztráty v potrubí připojené k sání čerpadla jsou ekvivalentní sloupci pracovní kapaliny – tento sloupec je nutné k hodnotě  $NPSHA$  přičíst, jak ukazuje **Úloha 265** (s. 12).

*Funkce podávacího čerpadla*

Jestliže dispoziční uspořádání potrubní trasy a čerpadla nedovoluje splnit požadavky na minimální sací výšku zaručující bezkavitační provoz, je nutné před čerpadlo předřadit tzv. podávací čerpadlo. Podávací čerpadlo má obvykle nižší otáčky rotoru, nebo se jedná o pístové čerpadlo a umožňuje zvýšit tlak na sání hlavního čerpadla na hodnoty, při kterých už nehrozí vznik kavitace.

*Kavitační odolnost materiálu*

Odolnost stroje proti kavitační erozi a korozi lze ovlivnit konstrukcí [Melichar et al., 2002, s. 290] i materiálem, ze kterého je stroj vyroben. Obecně platí, že méně odolný je nehomogenní materiál např. litina, odolnější jsou speciální nerezové oceli [Nechleba, 1966, s. 105].

## Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Škrčení plynů a par , *fluid-dynamics.education*, Brno, <https://fluid-dynamics.education/skrzeni-plynu-a-par.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2024, Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny a její výpočet, *fluid-dynamics.education*, Brno, <https://fluid-dynamics.education/vznik-tlakove-ztraty-pri-proudeni-tekutiny-a-jeji-vypocet.html>.
- DIXON, S., HALL, C., 2010, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Elsevier, Oxford, ISBN 978-1-85617-793-1.
- INGRAM, Grant, 2009, *Basic Concepts in Turbomachinery*, Grant Ingram & Ventus Publishing Aps, ISBN 978-87-7681-435-9.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2003, *Lopátkové stroje*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-297-1.
- KRBĚK, Jaroslav, POLESNÝ, Bohumil, FIEDLER, Jan, 1999, *Strojní zařízení tepelných centrál-Návrh a výpočet*, PC-DIR Real, s.r.o., Brno, ISBN 80-214-1334-4.
- MELICHAR, Jan, BLÁHA, Jaroslav, BRADA, Karel, 2002, *Hydraulické stroje-Konstrukce a provoz*, České vysoké učení technické v Praze, Praha, ISBN 80-01-02657-4.
- NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef, 1966, *Hydraulické stroje*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.
- PFLEIDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig, 2005, *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-22173-5.
-