

---

# TURBOČERPADLA

---

- 7.3 ..... Základní typy turbočerpadel
  - 7.7 ..... Energetická rovnováha čerpadla
  - 7.8 ..... Chování čerpadla v potrubním systému
  - 7.11 ..... Provoz více čerpadel v jednom potrubním systému
  - 7.12 ..... Regulace turbočerpadel
  - 7.13 ..... Výběr vhodného čerpadla
  - 7.14 ..... Kavitace
  - 7.15 ..... Úloha 1: Změna pracovního bodu čerpadla při jeho výměně  
Úloha 2: Výpočet pracovního bodu čerpadla a charakteristiky potrubního systému
  - 7.17 ..... Odkazy
  - 7.18 - 7.24 ..... Přílohy
-

**autor:** ŠKORPÍK, Jiří ([LinkedIn.com/in/jiri-skorpik](https://www.linkedin.com/in/jiri-skorpik))

**datum vydání:** Září 2022

**název:** Turbočerpadla

**sborník:** turbomachinery.education

**provenience:** Brno (Česká republika)

**email:** skorpik.jiri@email.cz

Copyright©Jiří Škorpík, 2006-2022

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 turbočerpadla.

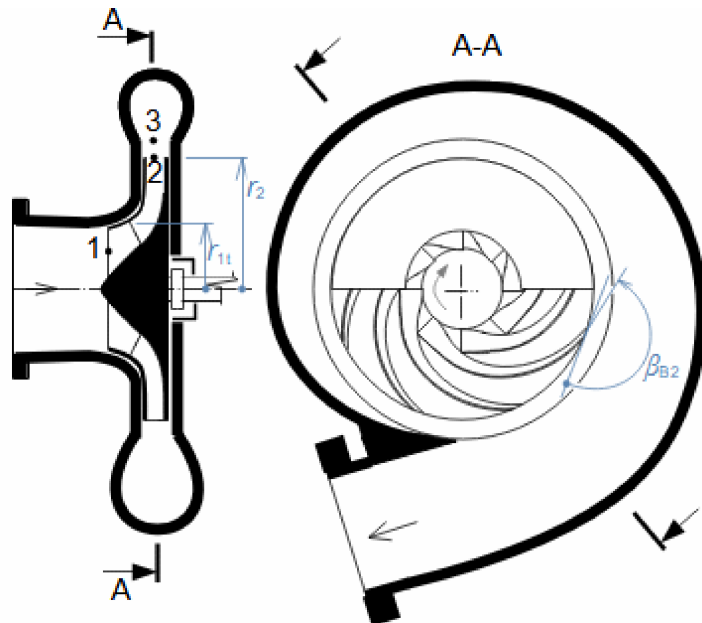
Použití radiálních čerpadel

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

Vlastnosti radiálních čerpadel podle směru pronutí lopatek

Rotory s dozadu zahnutými lopatkami ( $\beta_{B2} > 90^\circ$  – výstupní úhel profilu) 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 rovno radiální složce relativní rychlosti  $W_{2r}$  (viz  $h-s$  diagram). Rotory čerpadel s dopředu zahnutými lopatkami nenabízí žádné hydrodynamické ani jiné výhody a nepoužívají se.

1:



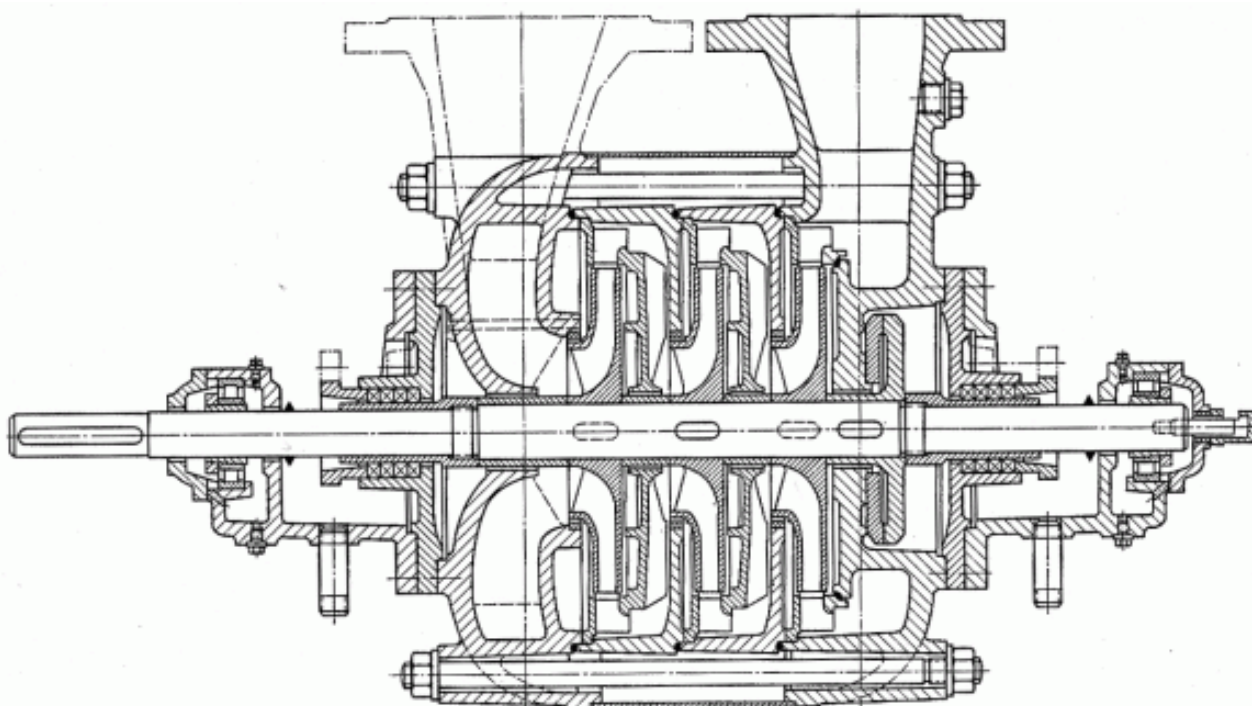
Příklad radiálního čerpadla s dozadu zahnutými lopatkami, s bezlopatkovým difuzorem a krycím diskem rotoru:  $\beta_{B2}$  [°] úhel střední čáry profilu lopatky na výstupu;  $r$  [m] poloměr rotoru. Index  $t$  označuje špičky lopatky.

Optimální stupeň reakce

Charakteristickým znakem při návrhu radiálního stupně čerpadla je, že výstupní absolutní rychlost na výstupu z rotoru  $V_2$  je navržena přibližně na stejnou hodnotu jako relativní rychlost na vstupu  $W_1$  – při takové rovnosti budou profilové ztráty v rotorové i statorové 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 2. 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.



2:

Třístupňové radiální čerpadlo společnosti KSB

Výroba rotorů  
radiálních čerpadel

Radiální rotory jsou tvarově složitá, ale většinou je lze vyrobit z jednoho kusu litím. Pouze v případech speciálních rotorů odolnější kavitaci a korozi se vyrábí rotory i ze tří částí. Na Obrázku 3 je rotor radiálního čerpadla vyrobené 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. Průměr rotoru je 200 mm. Tento typ rotoru je určeno do čerpadel používaných ve farmacii a potravinářství do teploty pracovní tekutiny 120 °C.

3:

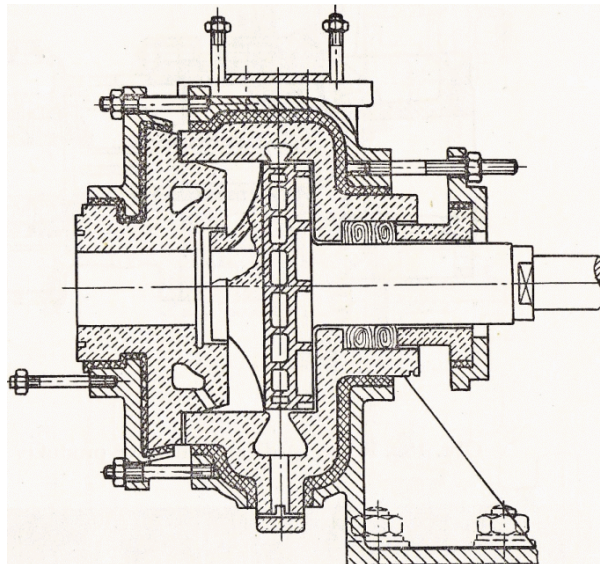


Rotor čerpadla typové řady YMD společnosti Iwaki (Japonsko).

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 4, případně se použije kovový materiál potažený vrstvou PVC.

4:



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].

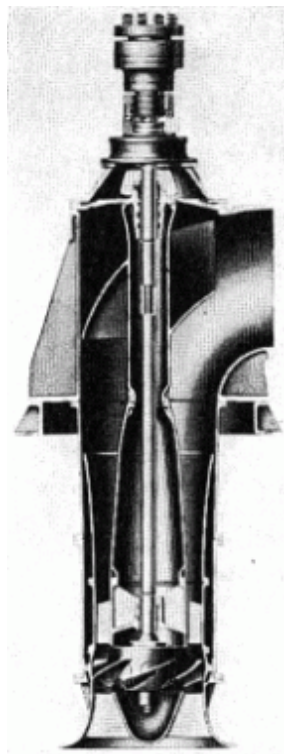
Použití axiálních čerpadel

Axiální čerpadla se obecně využívají pro vyšší a menší změny celkové energie kapaliny než u radiálních čerpadel. Používají se také například pro čerpání znečištěných kapalin (ČOV), k čerpání velkých objemů kapalin ve vodárnách, chladící vody v tepelných elektrárnách a také pro obousměrné čerpání mezi vyvažovacími nádržemi.

Charakteristické rysy 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. K udržení vysoké účinnosti při změně průtoku se využívá natáčení rotorových a statorových lopatek (viz Obrázek 5), případně předřazených lopatek.

5:



Jednostupňové axiální čerpadlo KSB chladicí vody v kondenzační elektrárně.

Diagonální čerpadla

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

Doporučený rozsah  
měrných otáček  
jednotlivých typů  
čerpadel

Jednotlivé typy čerpadel jsou vhodné pro různé měrné otáčky, viz Tabulka 6. 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].

6:

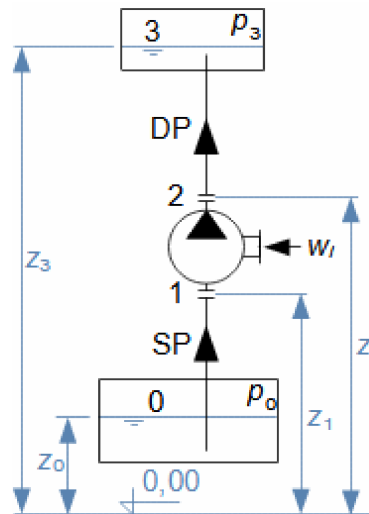
	radiální				diagonální		axiální	
$N_s$	55	157	313	470	470	862	783	1880
$r_2/r_{1t}$	2,5	2	1,5	1,3	1,2	1,1	0,5	0,8

$N_s$  [min<sup>-1</sup>] 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 1. 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 ze stavu  $H_0$  na požadovaný energetický stav  $H_3$  podle Obrázku 7. Energetická bilance se provádí k samotnému čerpadlu mezi jeho sací a výtlačnou přírubou a nebo mezi sáním a výtlačkem celého systému, ve kterém je čerpadlo zapojeno.

7:



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 8a), 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 8b), respektive k porovnání nabízených čerpadel. Samozřejmě výkon čerpadla v obou bilancích musí být týž, rozdělením těchto bilancí lze zjistit množství ztrát připadající na potrubní síť v nichž je čerpadlo zapojeno (ztráty na výtlačku a sání) a ztráty připadající na čerpadlo. Maximální hydraulickou účinnost hydrodynamických čerpadel může být vyšší než 90 %. Systémová účinnost cirkulačních smyček je nula, protože čerpadlo pouze pokrývá tlakové ztráty systému.

8:

$$(a) \eta_s = \frac{H_s}{-w_i} = \frac{H_s}{H_s + L_{H,s}}$$

$$(b) \eta_i = \frac{w_{id}}{w_i} = \frac{H_p}{H_p + L_w}$$

$$L_{H,s} = L_{H,SP} + L_w + L_{H,DP}$$

(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;  $L$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] měrné vnitřní ztráty na daném úseku (viz index);  $\eta_i$  [1] vnitřní účinnost neboli hydraulická účinnost;  $\eta_s$  [1] systémová účinnost díla.

### Chování čerpadla v potrubním systému

Chování 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.

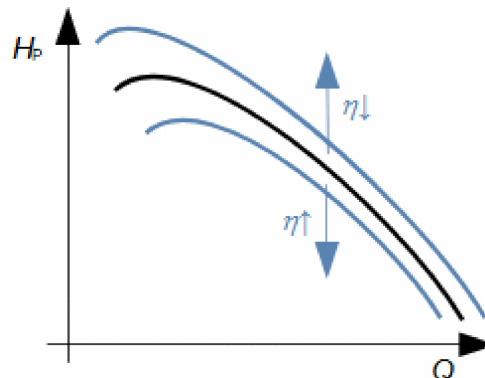
Provozní charakteristika čerpadla

Provozní charakteristikou čerpadla je závislost zvětšení celkové energie kapaliny v čerpadle  $H_p$  na objemovém průtoku  $Q$ . Charakteristika vícestupňových hydrodynamických čerpadel je tvarem podobná jednostupňovým, protože se jedná o součet zvětšení celkové energie kapaliny v jednotlivých stupních při konkrétním průtoku. Tvar charakteristiky  $H_p$ - $Q$  čerpadla při konstantních otáčkách a bez natáčení lopatek je výrazně konkávní, tj. zvětšení celkové energie v čerpadle dosahuje určitého maxima, kterému odpovídá konkrétní průtok. Přesné provozní charakteristiky hydrodynamických čerpadel se stanovují z měření, případně měřením na modelovém stroji, pokud se jedná o kusovou stavbu velkého čerpadla [Nechleba, 1966, s. 97].

Vliv viskozity pracovní kapaliny na charakteristiku čerpadla

U čerpadel se měří jejich charakteristika pro konkrétní kapalinu a teplotu. Teplota sice nemá obvykle vliv na hustotu kapaliny, ale mění její viskozitu. To může ovlivnit výsledné ztráty, respektive se změnou viskozity se mění zvýšení celkové energie pracovní tekutiny v čerpadle  $H_p$ , přičemž pokles viskozity ztráty snižuje, viz Obrázek 9. Nomogram pro přepočtení charakteristiky čerpadla vody na kapalinu s jinou viskozitou je uveden například v [Melichar et al., 2002, s. 371] a v podkladech dodavatelů čerpadel.

9:



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

Vliv hustoty na charakteristiku čerpadla

Charakteristiku je nutné také přepočítat/přeměřit se změnou druhu pracovní kapaliny, kdy se obvykle výrazně změní i hustota. Změna hustoty má také přímo vliv na změnu celkové energie v čerpadle  $H_p$  a způsobuje posun charakteristiky stejně, jako je tomu u změny charakteristiky ventilátoru při změně hustoty, viz článek Ventilátory.

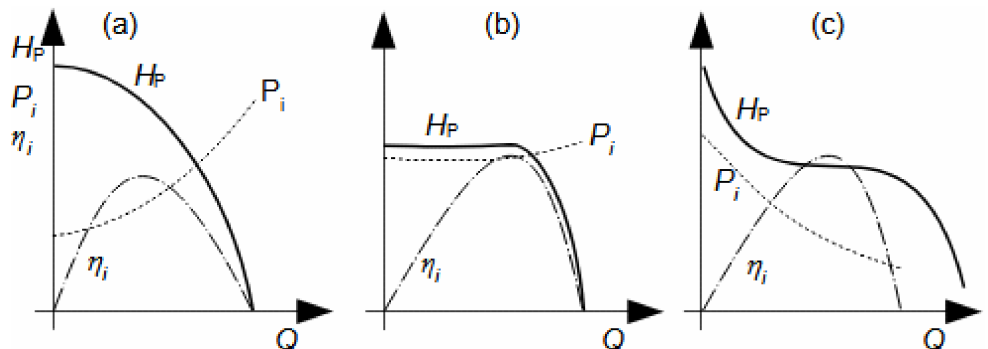
Metody predikce pracovní charakteristiky čerpadla

Mimo měření lze získat provozní charakteristiku i z bezrozměrové provozní charakteristiky podobných čerpadel nebo i numerickým výpočtem metodami CFD na virtuálním modelu čerpadla. Existuje i přibližná analytická metoda výpočtu s využitím vzájemné podobnosti charakteristik čerpadel postupem uvedeným např. v [Pfleiderer, 2005, s. 228].

Příkonové charakteristiky základních typů čerpadel

Katalogové informace o charakteristice čerpadla obsahují závislosti dalších veličin na průtoku, především příkon a účinnost. Zejména průběh příkonu čerpadla ovlivňuje to, jak je čerpadlo spouštěno, viz Obrázek 10. 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).

10:

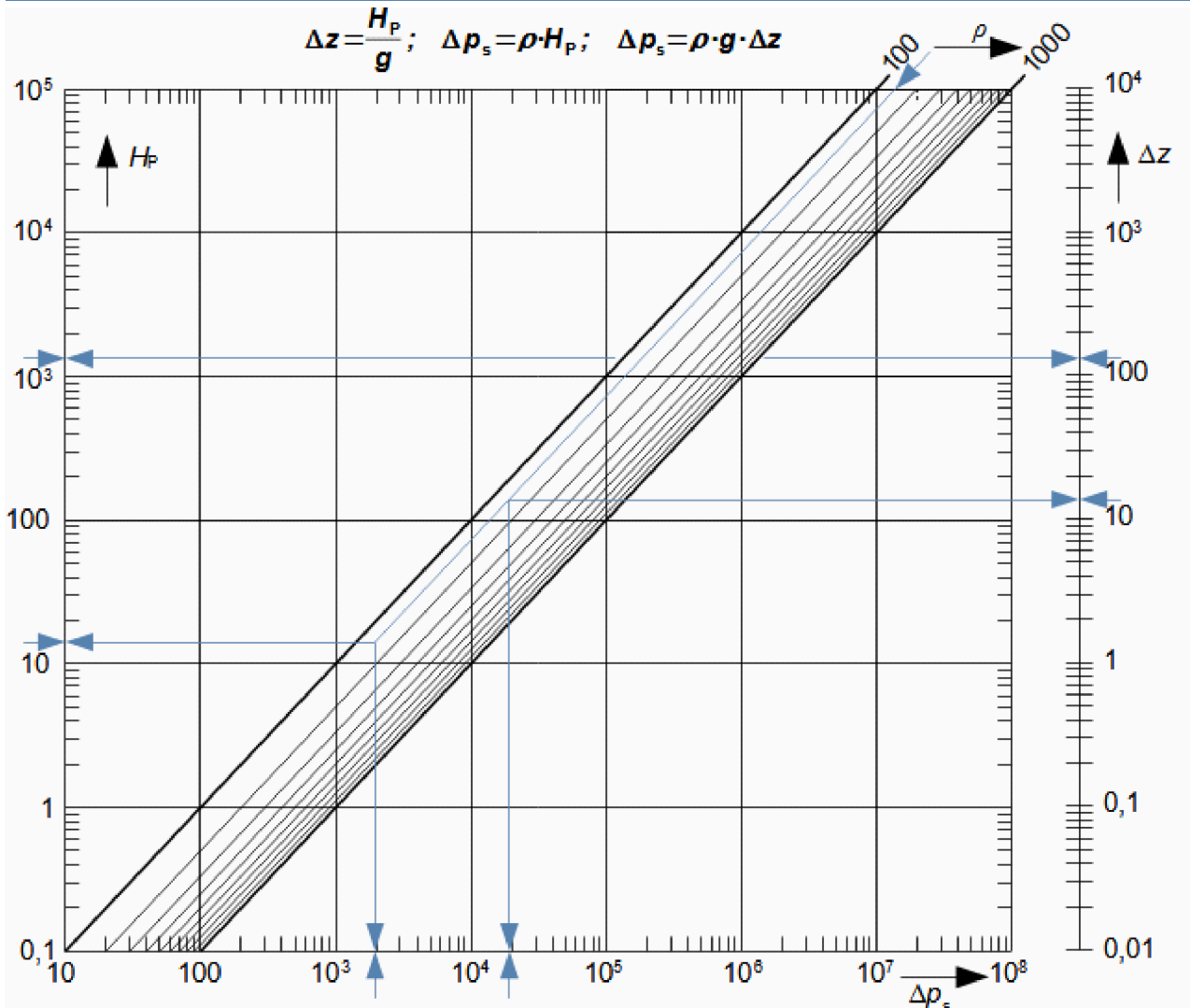


(a) radiální stupně; (b) diagonální stupně; (c) axiální stupně.  $P_i$  [W] vnitřní příkon čerpadla. V tomto případě jsou samotné charakteristiky diagonálního a axiálního stupně uvažovány s natáčivými lopatkami, takže při nižším průtoku  $H_p$  neklesá.

Zdroj: [Kadmožka, 2003], [Nechleba, 1966, s. 95].

Vzorce a nomogramy pro přepočet zvýšení celkové energie v čerpadle na ekvivalentní veličiny

Místo zvýšení celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle  $H_p$  se uvádí v katalozích 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 11.

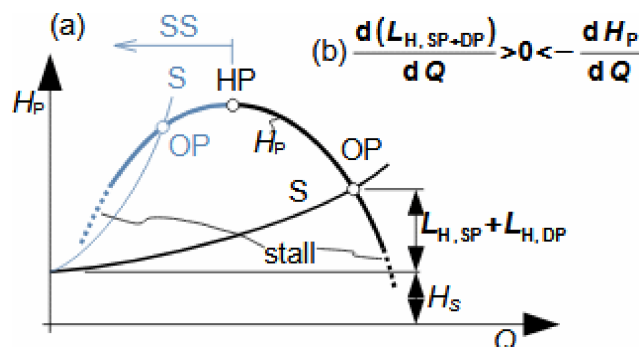


11:  $H_p$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ];  $\Delta p_s$  [Pa] zvýšení celkové tlaku v čerpadle;  $\Delta z$  [m] ekvivalentní výtláčná výška čerpadla (zvýšení sloupce pracovní kapaliny na výstupu čerpadla v případě, že by se veškerá energie přivedená pracovní kapalině v čerpadle transformovala na potenciální 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 průtoku a zvýšení celkové energie kapaliny v čerpadle, ve které v danou chvíli čerpadlo pracuje, respektive odpovídá průsečíku charakteristiky potrubního systému S (viz [Škorpík, 2024]) s charakteristikou čerpadla P, viz Obrázek 12.

12:



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

Kritérium stability  
pracovního bodu  
čerpádkla

Pracovní bod není stálý průsečík, protože v každém systému existují alespoň malé pulzace (drobné změny otáček, odběry v potrubí apod...), takže OP je oblast o velikosti  $d(H_p)-dQ$ . Aby pracovní bod čerpádkla zůstal stabilní, musí práce čerpádkla reagovat na změny průtoku  $Q$  a ztrát v potrubním systému  $L_{H, SP+DP}$  změnami opačnými, viz Rovnice 12b, které se nazývá kritérium stability čerpádkla. To, jaká část charakteristiky, ve které nejsou splněny podmínky kritéria stability (označená jako SS) je tedy funkcí i charakteristiky potrubního systému, ve kterém čerpádklo pracuje.

Popis práce čerpádkla v  
labilní oblasti

Na Obrázku 12a je příklad typické charakteristiky systému S, při které není kritérium stability splněno vlevo od vrcholu charakteristiky čerpádkla. Proto vlevo od tohoto maxima bude práce čerpádkla labilní, respektive pracovní bod čerpádkla bude při poklesu průtoku klesat do oblasti odtrhávání proudu od profilu a při nárůstu průtoku v systému může pracovní bod čerpádkla skově přeskočit na protější stranu charakteristiky. Tyto prudké střídavé změny průtoku se projevují pulzacemi v potrubí (vibracemi) a zratelnými změnami v hlučnosti a opotřebením čerpádkla, protože při odtrhávání proudění vzniká i kavitace (viz níže).

Jak ovlivnit polohu  
pracovního bodu

Pracovní bod čerpádkla lze ovlivnit regulací čerpádkla a na straně potrubního systému pomocí hydraulického vyvažování (Úloha 1) nebo kompenzačními nádržemi (Úloha 2).

### Provoz více čerpádkel v jednom potrubním systému

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

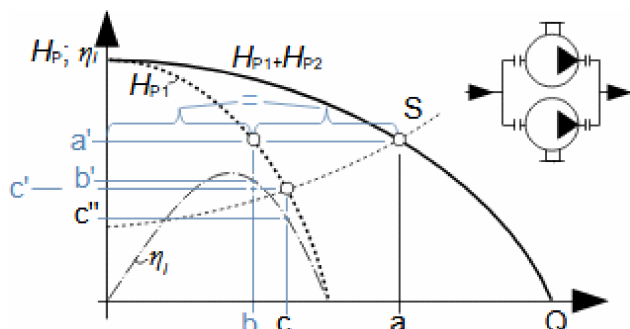
Sériový provoz

Při sériovém provozu čerpádkel jsou průtoky čerpádkly stejné a zvýšení tlaku v jednotlivých čerpádklech se sčítá.

Paralelní provoz dvou  
stejných čerpádkel

V případě paralelního provozu dvou či více čerpádkel bude stejné zvýšení celkové energie kapaliny, ale průtoky jednotlivými čerpádkly mohou být rozdílné. Pracovní body takto zapojených čerpádkel se navrhují tak, aby bylo dosaženo, pokud možno, co nejvyšší účinnosti při jmenovitém průtoku systémem, to znamená, že při práci jen jednoho čerpádkla může být účinnost tohoto čerpádkla nižší, než při společné práci více zapojených čerpádkel, viz Obrázek 13, na kterém je případ výsledné charakteristiky dvou stejných čerpádkel pracujících paralelně.

13:



$H_{P1}$  charakteristika jednoho čerpadla;  $H_{P2}$  výsledná charakteristika dvou stejných čerpadel řazených paralelně;  $a$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] objemový tok při společné práci dvou paralelních čerpadel;  $a'$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] zvýšení energie při paralelním provozu dvou čerpadel;  $b$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] objemový tok čerpadlem při paralelním provozu;  $b'$  [1] účinnost čerpadel při paralelním provozu;  $c$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] objemový tok čerpadlem při zapnutí jen jednoho čerpadla v tom samém systému;  $c'$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] zvýšení celkové energie kapaliny v čerpadle při chodu jednoho čerpadla;  $c''$  [1] účinnost čerpadla při chodu jednoho čerpadla.

Paralelní provoz dvou různých čerpadel

Jestliže jsou paralelně zapojená čerpadla s různou charakteristikou, je maximální výtlačná výška, respektive změna celkové energie v čerpadlech, dána zapnutým čerpadlem, ve kterém dochází k nižší změně  $H_p$ , jinak by čerpadlo s větším změnou celkové energie zahrtilo výtlač toho 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 výtlačku 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.

Při regulaci změnou otáček se mění charakteristika čerpadla

Regulace změnou otáček je asi nejrozšířenější způsob regulace čerpadel. Změnou otáček čerpadla se změnila 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

Především u menších potrubních systémů se používá regulace škrcením na výtlaku čerpadla. Regulace škrcením spočívá ve vytvoření záměrné změny tlakové ztráty na výtlaku čerpadla (mění se tím charakteristika potrubního systému) pomocí redukčního ventilu. Zde je nutné počítat se zvýšenými ztrátami a tedy i se spotřebou práce čerpadla. Stálý škrtící člen v potrubním systému se používá i k jeho hydraulickému vyvažování [Škorpík, 2023].

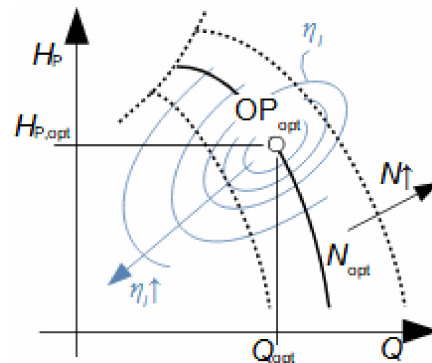
Regulace čerpadla natáčením lopatek

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

### Výběr vhodného čerpadla

Z pohledu ekonomiky provozu je důležitá charakteristika systému, ve kterém čerpadlo bude pracovat, kdy je cílem vybrat takové čerpadlo, které by dosahovalo v pracovním bodě maximální možné účinnosti (optimální pracovní bod čerpadla při jeho optimálním výkonu) nebo alespoň pracovalo co nejbližší tomuto optimálnímu bodu, viz [Obrázek 14](#).

14:



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

Neekonomická kritéria výběru

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 ceně čerpadla.

Nejlépe pomůže s výběrem specializovaný software výrobce

V současné době výrobci nabízí velké množství čerpadel a pomocí firemních softwarů jsou schopni, na základě dodaných podkladů o budoucím provozu a charakteristice systému, vybrat nejvhodnější čerpadlo velmi rychle. Případně je možné z dodaných katalogů porovnat optimální kombinace zvýšení celkové energie a průtoku jednotlivých čerpadel.

### Kavitace

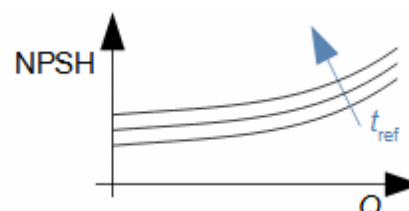
Změna tlaku kapaliny podél profilu je z principu aerodynamiky profilové mříže nutná, ale v jistých případech, v některých místech v blízkosti profilu, může tlak poklesnout až na tlak syté kapaliny  $p_s(t)$ . V takovém případě dojde v mezní vrstvě profilu ke střídavému odpařování a průdké kondenzaci kapaliny spojené se zvýšeným namáháním materiálu povrchu stroje (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]).

Definice minimální sací výšky čerpadla

V případě čerpadel je nejmenší tlak u nátokové hrany nejvýše položené lopatky prvního stupně. Aby se předešlo vzniku kavitace při provozu čerpadla uvádí výrobci minimální sací výšku na přírubě čerpadla NPSH (Net Positive Suction Head) od horizontální osy čerpadla, při které ještě nehrozí kavitační efekty. NPSH se měří pro určitý druh pracovní kapaliny a její referenční teplotu pracovní kapaliny (obvykle 20 °C). Při změně teploty je nutné NPSH přepočítat na požadovanou NPSHR (Net Positive Suction Head Required) podle Vzorce 15. Výrobce, ale doporučuje ještě NPSHR obvykle zvýšit o bezpečnostní výšku a výsledek se označuje jako NPSHA (Net Positive Suction Head Available) neboli bezpečná sací výška čerpadla.

15:

$$\begin{aligned} NPSH &\approx f(t_{\text{ref}}, Q) \\ NPSHR &\approx NPSH + \frac{1}{g \cdot \rho} (p_s(t) - p_s(t_{\text{ref}})) \\ NPSHA &= NPSHR + z_A \end{aligned}$$



$NPSH$  [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;  $t_{\text{ref}}$  [°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 3.

Určení NPSH čerpadla

NPSH lze buď u čerpadla 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 je součástí NPSHA

V reálných podmínkách je sání čerpadla napojeno na potrubní systém s určitými ztrátami, které jsou ekvivalentní sloupci pracovní kapaliny, tento sloupec je nutné k hodnotě NPSHA přičíst, jak ukazuje Úloha 2.

Funkce podávacího čerpadla

Veličina NPSH je funkcí vstupní obvodové rychlosti rotoru, tedy otáček. V případě, že dispoziční uspořádání potrubní trasy a čerpadla nedovoluje splnit požadavky na minimální sací výšku zaručující bezkavitační provoz, je nutné před čerpadlo předřadit tzv. podávací čerpadlo, které bude mít nižší otáčky a zvýší tlak před hlavním čerpadlem na hodnoty, při kterých už nebude vznikat kavitační eroze v hlavním čerpadle. Je také možné předřadit tzv. objemový zvedáč kondenzátu.

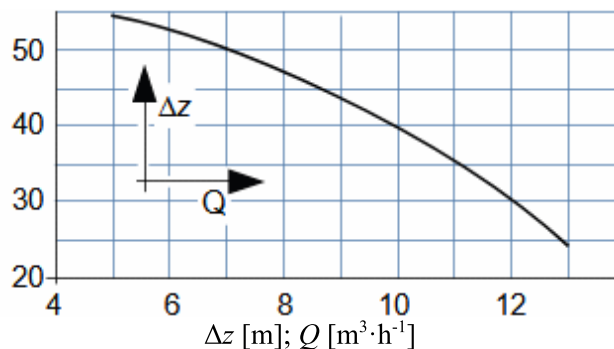
Kavitační odolnost materiálu

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

## Úlohy

### Úloha 1:

V uzavřené potrubní trase bylo vyměněno cirkulační čerpadlo, přičemž 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 hydrodynamického čerpadla (b) je uvedena na obrázku. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 1.



§1 zadání:	$Q_{(a)}; H_{p(a)}$	výpočet:	C
§2 odečet:	$\rho$	§4 výpočet:	$Q_{(b)}^2/\Delta z_{(b)}$ pro vybrané $Q_{(b)}$ a $\Delta z$
	výpočet:	§5 porovnání:	$Q_{(b)}^2/\Delta z_{(b)}$ z §4 vs. C z §3
	$C_{\text{pipe}}$		
§3 odečet:	g	§6 výpočet:	$L_{(b)}; L_{p(a)}$

Výpočet je proveden v Příloze 1.

### Úloha 2:

Na obrázku je uveden výřez ze schématu zařízení pro realizace parního oběhu malé teplárny. Jedná se o úsek mezi kondenzátorem a napájecí nádrží. Nastavte nejvhodnější pracovní bod kondenzátčního čerpadla čerpající vodu z pomocná nádrž kondenzátu CT do napájecí nádrže FT. Parametry vody v systému jsou uvedeny ve schématech. Očekávané rozměry zařízení jsou:  $z_{\text{DP}}=4 \text{ m}$ ;  $z_{\text{CT}}=3,9 \text{ m}$ ;  $d_{\text{CT}}=0,6 \text{ m}$ . Konstanta potrubního systému na sání čerpadla je  $9 \cdot 10^8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-7}$  a na výtlaku je  $120 \cdot 10^9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-7}$ . Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 2.

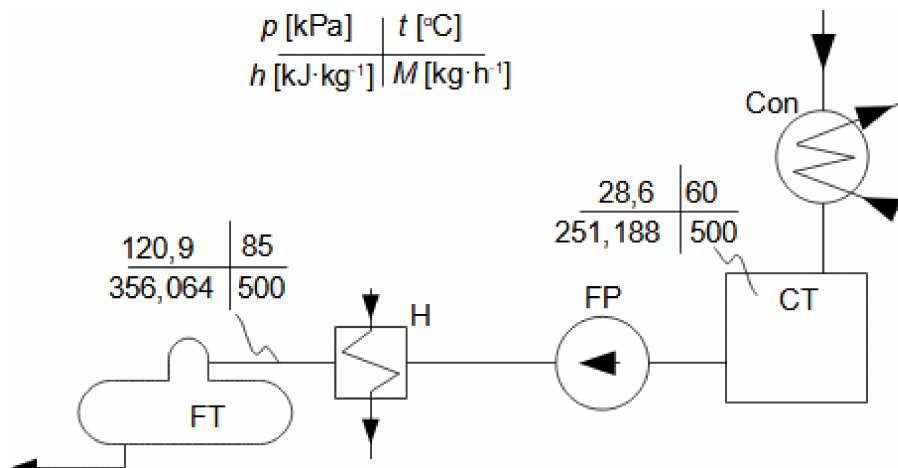
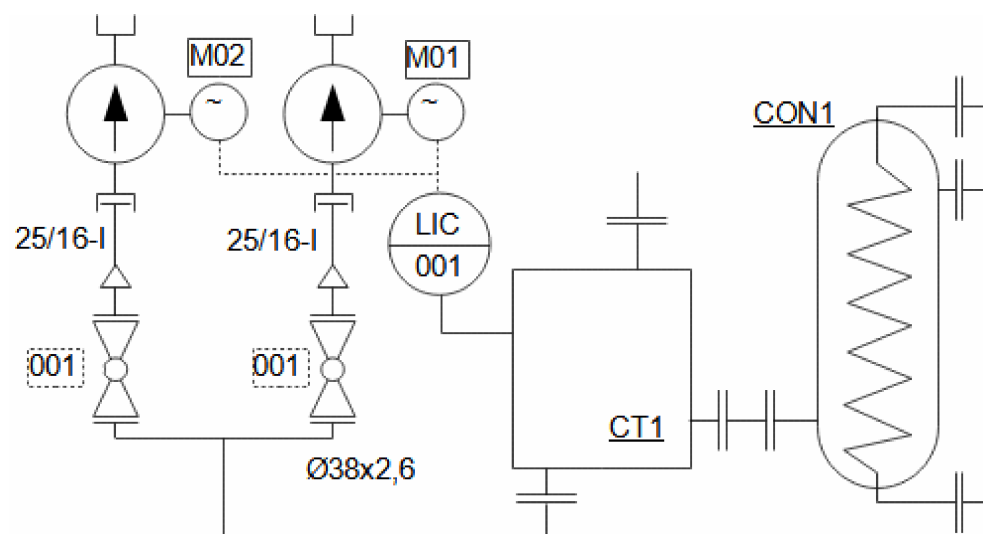
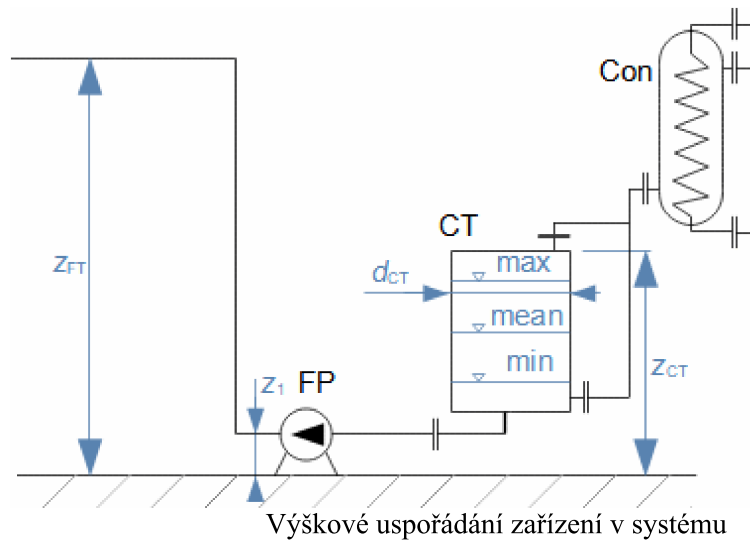


Schéma zařízení potrubního systému: Con-kondenzátor (condenser); CT-pomocná nádrž kondenzátu (condenser tank); H-ohřívák (heater); FT-napájecí nádrž (feed tank); FP-napájecí čerpadlo (feed pump).  $h$  [kJ·kg<sup>-1</sup>] entalpie pracovní tekutiny.



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.

§1 zadání: $z_{FT}; z_{CT}; d_{CT};$ $C_{pipe,SP}; C_{pipe,DP}$	výpočet: $H_p; L_{H,SP+DP}; H_S; z_{CT,max}$
§2 odečet: $Q_{opt}; g; \Delta z_{opt}$	porovnání: $z_{CT,max} < z_{CT}$ jinak nový odhad $Q$
výpočet: $H_{Popt}$	§5 odečet: $NPSH; t_{ref}; p_{s(ref)}; p_s; z_A; z_1$
§3 odečet: $t_{CT}; p_{CT}; \rho; p_{FT}$	výpočet: $NPSHR; NPSHA; L_{H,SP}; z_{CT,min}$
výpočet: $C_{pipe,SP+DP};$ $L_{H,SP+DP}; H_S;$ $z_{CT,mean}$	§6 odečet: $M$
§4 odhad: $Q$	výpočet: $\Delta V_{CT}; t; t_{stop}$
odečet: $\Delta z$	

Výpočet je proveden v Příloze 2.

## Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Škrceň plynů a par , *fluid-dynamics.education*, Brno, <https://fluid-dynamics.education/skrceň-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-zraty-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, *Lopatkové stroje*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-297-1.
- KRBK, 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.
- PFLIEDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig, 2005, *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-22173-5.