

21. VODNÍ TURBÍNY A HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

<hr/> <i>strana 1</i> <hr/> Úvod	<hr/> <i>strana 10</i> <hr/> Regulace hydrodynamických čerpadel
<hr/> <i>strana 1</i> <hr/> Peltonova turbína	<hr/> <i>strana 11</i> <hr/> Výběr vhodného čerpadla
<hr/> <i>strana 2</i> <hr/> Francisova turbína	<hr/> <i>strana 12</i> <hr/> Kavitace
<hr/> <i>strana 4</i> <hr/> Kaplanova turbína	<hr/> <i>strana 15</i> <hr/> Tabulky a nomogramy 884 Nomogram pro přepočítání zvýšení měrné celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle na zvýšení celkového tlaku, nebo ekvivalentní výtlačnou výšku čerpadla • 949 Nomogram pro výběr vhodného čerpadla na základě tlakové ztráty systému
<hr/> <i>strana 5</i> <hr/> Radiální čerpadla	
<hr/> <i>strana 6</i> <hr/> Axiální čerpadla Návrh vícestupňového hydrodynamického čerpadla	<hr/> <i>strana 16</i> <hr/> Odkazy
<hr/> <i>strana 7</i> <hr/> Charakteristiky hydrodynamických čerpadel Pracovní bod čerpadla	<hr/> <i>strana 18</i> <hr/> Přílohy

Úvod

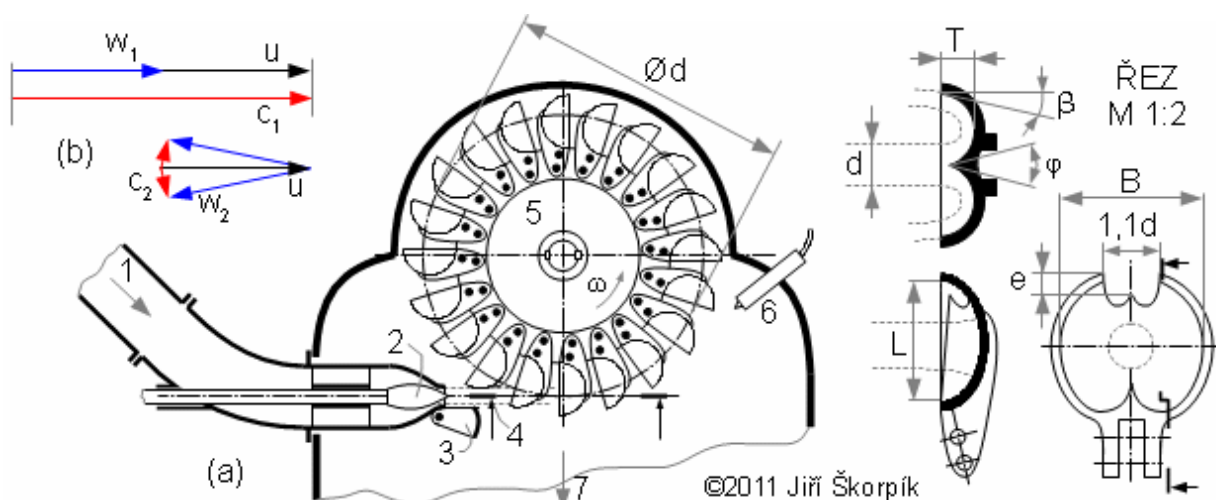
Článek je zaměřen na popis návrhu, základních rysů a charakteristik vodních turbín a hydrodynamických čerpadel.

Historie vodních turbín není sice tak dlouhá jako vodních kol, nicméně během vývoje se ukázaly jako mnohem perspektivnější a v současnosti se jen těžko hledá případ využití energie vodního spádu, ve kterém je instalace vodního kola výhodnější než instalace turbíny.

I k hydrodynamickým čerpadlům existují alternativy, a to čerpadla objemová (pístová, membránová, zubová, lamelová..). Alternativy se používají především pro menší průtoky a nebo extrémní zvýšení tlaku, tedy v hydraulické technice, zdravotnictví apod.

Peltonova turbína

Jedná se o turbínu s jedním rovnotlakým stupněm. Transformace energie disponibilního spádu na kinetickou energii se děje v trysce před oběžným kolem. Vhodný rozsah použití⁽¹⁾ Peltonových turbín je zřejmý z doporučeného rozmezí specifických otáček, přičemž nejvýkonější typy nepřesahují 300 MW [5, s. 146]:



1.798 Hlavní znaky Peltonovy turbíny.

(a) horizontální Peltonova turbína; (b) typický rychlostní trojúhelník P. turbíny podle [3, s. 351]. 1 přívody vody přes kulový uzávěr; 2 regulační jehla; 3 odchylovač (deviátor) vodního paprsku; 4 vodní paprsek; 5 lopatky usazené na disku oběžného kola; 6 brzdící tryska (snižuje čas doběhu turbíny při odstavení); 7 odvod vody šachtou. $\varnothing d$ [m] střední průměr lopatek; ω [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] úhlová rychlost otáčení turbíny.

⁽¹⁾Poznámka

V průmyslových provozech s velkou spotřebou vysokotlaké kapaliny (například pro čištění) se používá turbosoustrojí P. turbína-el. motor-čerpadlo. Taková sestava snižuje spotřebu el. energie na čerpání kapaliny tím, že v turbíně je transformována tlaková energie vody vycházející z procesu zpět na práci, mluvíme o regeneraci tlakové energie.

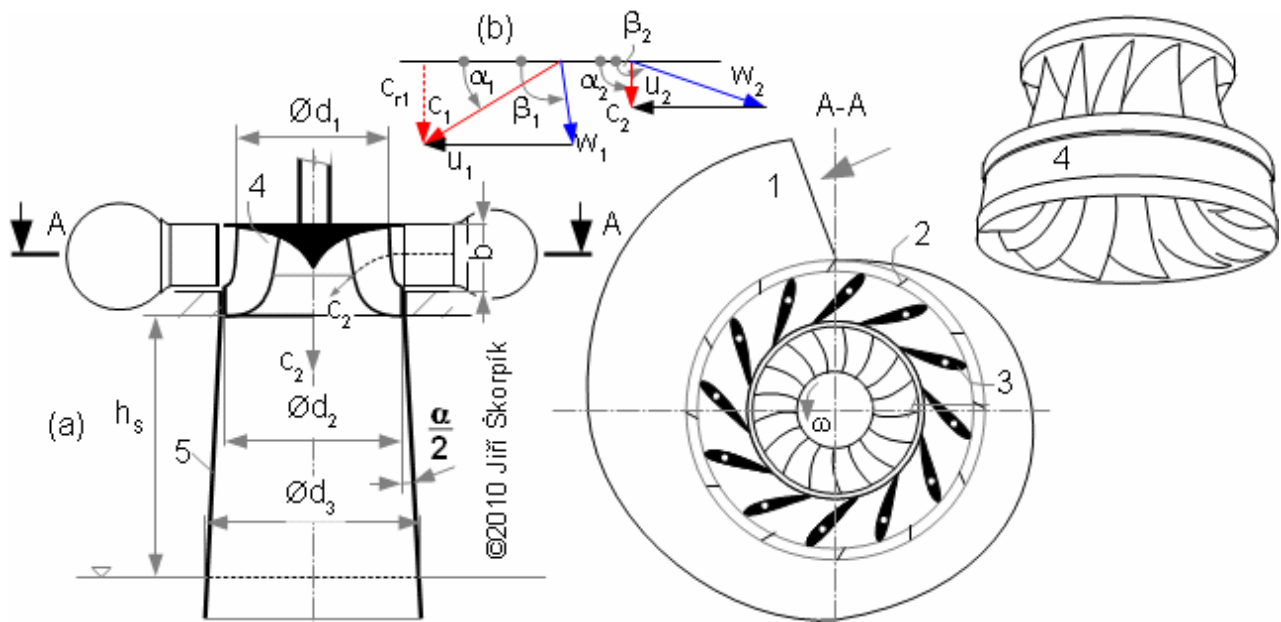
Při návrhu Peltonovy turbíny se vychází z rychlosti vodního paprsku na výstupu z trysky, která odpovídá rozdílu tlaku kapaliny před a za tryskou. Peltonova turbína může po obvodu obsahovat i několik trysek, tímto způsobem se zvyšuje výkon oběžného kola. Na společné hřídeli s elektrickým generátorem mohou být i dvě oběžná kola, právě taková turbosoustrojí dosahují maximálních výkonů.

Regulačním orgánem Peltonovy turbíny je regulační jehla, která svým posuvem mění průtočný průřez trysky. Deviátor za tryskou se používá k odklonění proudu při požadavku na rychlé zastavení oběžného kola, protože hlavní uzávěr přívodu vody k trysce není schopen okamžitého uzavření bez vyloučení vzniku vodního rázu v potrubí.

Nejpoužívanější kritéria podobnosti pro návrh Peltonovy turbíny jsou uvedena např. v [2, s. 203], [3, s. 350], [6, s. 396]. Obecně lze říci, že návrh nejvíce ovlivňuje výstupní rychlost z trysky a požadované otáčky.

Francisova turbína

Francisova turbína je vodní turbína s jedním přetlakovým radiálním stupněm s natačivými satorovými lopatkami řazenými v radiálně kruhové mříži. Vhodný rozsah použití Francisových turbín je zřejmý z doporučeného rozmezí specifických otáček, přičemž nejvýkonější typy dosahují výkonu až $1\ 000\ MW$:

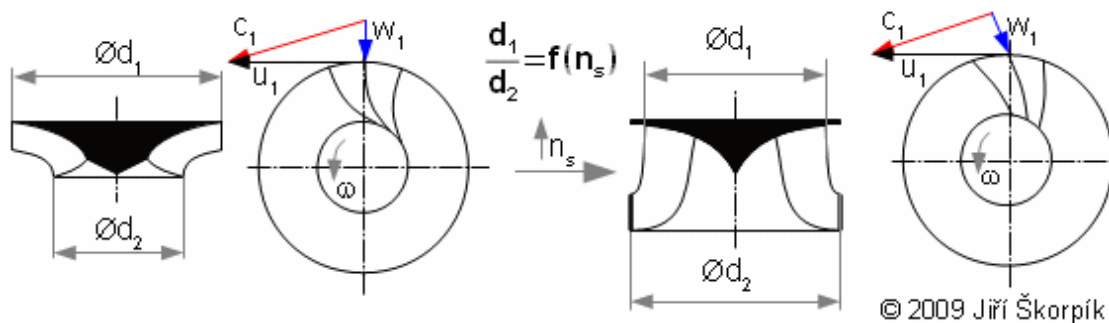


2.75 Hlavní znaky Francisovy turbíny.

(a) základní rozměry turbíny; (b) rychlostní trojúhelník. **1** vstup vody do spirální skříně od kulového ventilu; **2** výtlačná mříž spirální skříně; **3** natačivé rozváděcí lopatky; **4** oběžné kolo; **5** sací trouba. h_s [m] délka savky; b [m] výška rozváděcích lopatek; α [°] úhel rozšíření savky.

Regulaci Francisovy turbíny lze provádět natáčením statorových lopatek, což snižuje citlivost hydraulické účinnosti na změnu průtoku. Míra citlivosti hydraulické účinnosti při změně průtoku je funkcí i specifických otáček viz. níže uvedený *Obrázek 6*.

Geometrická podobnost, respektive poměr mezi vstupním a výstupním průměrem oběžného kola Francisovy turbíny, je funkcí specifických otáček [1, s. 159], [5, s. 212], [6, s. 686]:



3.260 Vliv specifických otáček na tvar oběžného kola Francisovy turbíny.

n_s [min⁻¹] specifické otáčky. Výstupní rychlost c_2 má axiální směr při jmenovitých parametrech.

Návrh Francisovy turbíny je především o pečlivé optimalizaci jednotlivých parametrů turbíny, jak dokládá několik příkladů řešení uvedených v [2, s. 194]. Podobnostních součinitelů pro návrh Francisovy turbíny není příliš mnoho [2, s. 191], [7, s. 166], protože se vychází z konkrétních požadavků. Rozhodujícím prvkem bývá požadovaná rychlost na výstupu z turbíny, respektive savky, která se pohybuje podle velikosti turbíny a spádu přibližně v rozmezí $\sim 3 \dots 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, odtud lze z průtoku vypočítat průměr oběžného kola na výstupu. Stupeň reakce se navrhuje takový, aby profilové ztráty byly co nejnižší viz kapitola 20. Stupeň reakce radiálních stupňů, odtud z rozdílů obvodových rychlostí a otáček se vypočítá vstupní průměr oběžného kola. Velký vliv na návrh má i požadovaný výstupní úhel absolutní rychlosti z rozváděcích lopatek:

Navrhněte hlavní rozměry Francisovy turbíny. Diskutujte vliv spádu na rozměry turbíny. Průtok vody turbínou je $46 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, převýšení vodních hladin 136 m , otáčky 375 min^{-1} . Neuvažujte tlakové ztráty a předpokládejte ideální sací troubu⁽²⁾. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 259*.

Úloha 1.259

⁽²⁾Poznámka

V reálné savce dochází ke ztrátám vnitřním třením a vířením tekutiny. Savka musí být zavedena dostatečně hluboko pod hladinu, aby při výtoku vody ze savky vlivem víření nedošlo k nasátí vzduchu do savky (to by způsobilo utržení vodního sloupce v savce). Délku savky také ovlivňuje úhel jejího rozšíření, který by neměl překračovat hodnoty 10° až 11° , při kterých ještě nedochází k odtrhávání proudu od okraje savky:

$$\eta = \frac{\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} - z_{2-3}}{\frac{c_2^2 - c_3^2}{2}}$$

4.910 Definice účinnosti savky.

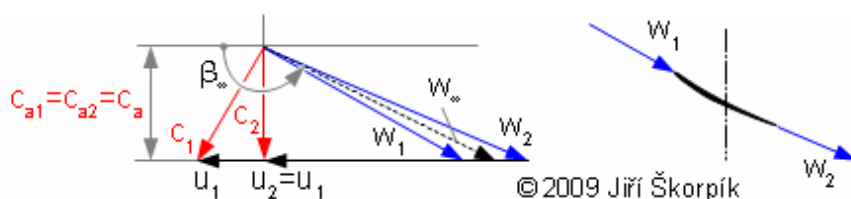
η [-] účinnost savky; z_{2-3} [J·kg⁻¹] měrné vnitřní ztráty v savce. Účinnost savky se pohybuje od 0,7 do 0,8 u kuželových savek a od 0,6 do 0,73 u savek s kolenem [1, s. 146].

Při změně otáček může být oběžné kolo Francisovy turbíny použito i jako radiální čerpadlo – čerpadlová turbína (musí být k tomu konstrukčně přizpůsobeno včetně rozváděcích lopatek). Tento systém se používá například v přečerpávacích elektrárnách.

Kaplanova turbína

Vodní turbína s jedním axiálním přetlakovým stupně s natáčivými lopatkami rotoru (ovládací mechanismus je v náboji oběžného kola) se nazývá Kaplanova turbína. Vstup do turbíny je radiální přes statorové lopatky řazené radiálně kruhové lopatkové mříži (rozdávěcí lopatky) podobného typu jako u Francisovy turbíny. Viz shématický řez Kaplanovou turbínou v článku Lopatkový stroj a řez soustrojím s kaplanovou turbínou v článku 1. Historie transformačních technologií. Vhodný rozsah použití Kaplanových turbín je zřejmý z doporučeného rozmezí specifických otáček, přičemž nejvýkonější typy dosahují výkonu *150 MW*.

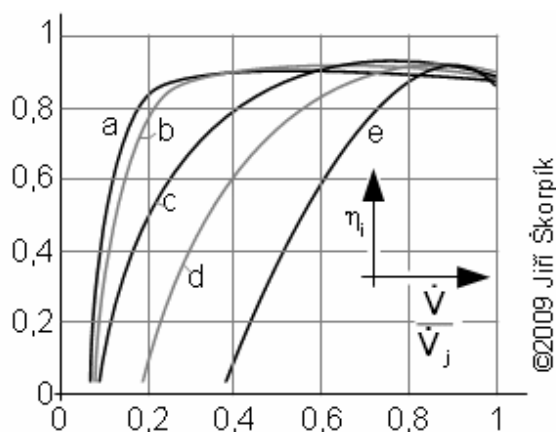
Postup hydraulického návrhu Kaplanovy turbíny je podobný jako Francisovy a opět záleží na pečlivé optimalizaci jednotlivých parametrů turbíny. Příklady takových návrhů a podobnostní kritéria jsou uvedena v [2, s. 444].



5.357 Rychlostní trojúhelník axiální vodní turbíny.

Maximální obvodová práce je dosažena podle Eulerovy energetické rovnice při $c_{2u}=0$. Uvedený rychlostní trojúhelník platí pro střední poloměr oběžného kola, návrh Kaplanovy turbíny se totiž provádí s přihlédnutím k prostorovému charakteru proudění pro podmínku konstantní obvodové práce viz kapitola 19. Návrh stupně s konstantní obvodovou prací.

Při změně průtoku a vodního spádu je nejvýhodnější synchronizované natáčení statorových i rotorových lopatek, což umožňuje neustále zajišťovat optimální rychlostní trojúhelník. U čistě vrtulových turbín velmi malých elektráren nelze natáčet statorové ani rotorové lopatky:

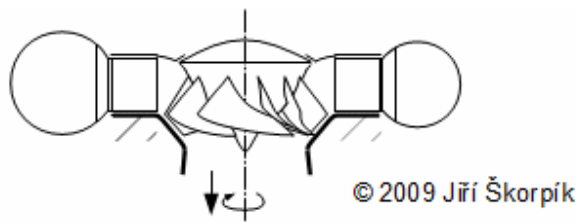


©2009 Jiří Škorpík

6.640 Vnitřní účinnost vodních turbín při změně průtoku.

a Peltonova turbína $n_s=20$; **b** Kaplanova turbína $n_s=700$; **c** Francisova turbína $n_s=100$; **d** Francisova turbína $n_s=350$; **e** vrtulová turbína $n_s=700$. η_i [-] vnitřní účinnost; \dot{V} [$m^3 \cdot s^{-1}$] objemový průtok turbínou; \dot{V}_j [$m^3 \cdot s^{-1}$] jmenovitý objemový průtok turbínou. Zdroj dat [6, s. 1237].

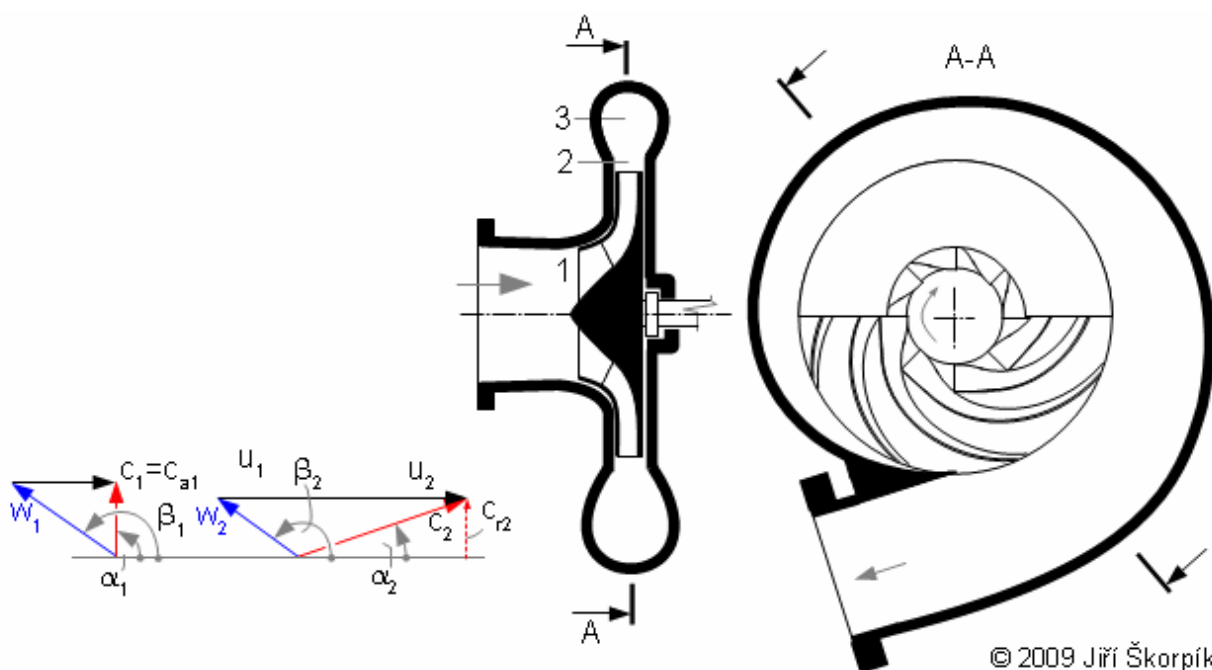
Přechodový typ mezi Francisovou a Kaplanovou turbínou je turbína diagonální, která má natáčivé rotorové i statorové lopatky. Diagonální turbíny dokáží zpracovat vyšší spády než Kaplanovy, protože se v oběžném kole mění i obvodová rychlost proudění. Halvním výhodou diagonálních turbín je ovšem možnost přetočení rotorových lopatek o 180° a provozovat turbínu v tzv. čerpadlovém provozu (čerpadlová turbína), což se využívá u přečerpávacích elektráren:



7.360 Diagonální turbína.
Pro specifické otáčky na rozhraní Francisovy a Kaplanovy turbíny se používá Diagonální turbína.

Radiální čerpadla

Vhodný rozsah použití radiálních čerpadel plyne z rozsahu doporučených specifických otáček těchto pracovních strojů např. [5, s. 53]. Obecně se jedná o čerpadla s malými a středními průtoky s velkým rozsahem tlaků. Pro nejvyšší tlaky se používají vícestupňová radiální čerpadla, u kterých lze dosáhnout tlaku čerpané kapaliny i 35 MPa .



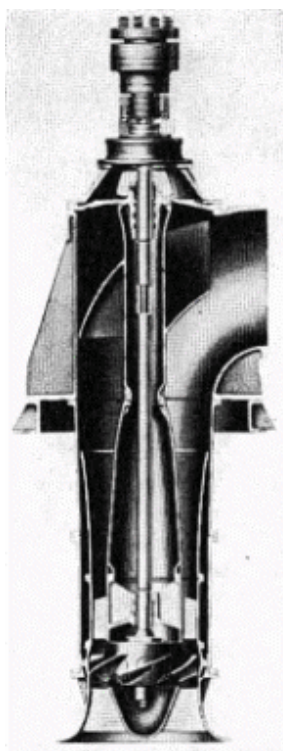
8.394 Jednostupňové radiální čerpadlo s axiálním vstupem a jeho rychlostní trojúhelník.

Jedná se o typ s dozadu zahnutými lopatkami. V tomto případě je oběžné kolo vybaveno tzv. **krycím diskem**, který snižuje okrajovou ztrátu lopatek. Krycí disk se nepoužívá u malých oběhových čerpadel a čerpadel s malým zvýšením tlaku.

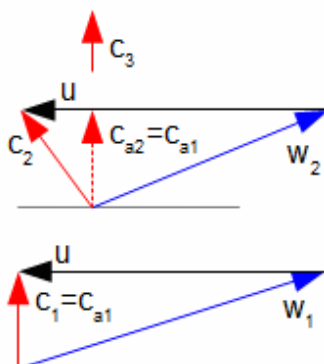
Podobnostní kritéria pro návrh radiálního stupně čerpadla jsou uvedeny např. v [5, s. 148], [2, s. 171]. Popis návrhu radiálního stupně čerpadla je popsán v článku 20. Návrh radiálních a diagonálních stupňů lopatkových strojů.

Axiální čerpadla

Vhodný rozsah použití axiálních čerpadel plyne z rozsahu doporučených specifických otáček těchto pracovních strojů např. [5, s. 53]. Obecně se jedná o čerpadla s vyšším až velkým průtokem, ve kterých dochází k menší změně měrné celkové energie kapaliny Δy než u radiálních čerpadel. Používají se například pro čerpání znečištěných kapalin (ČOV), k čerpání velkých objemů kapalin ve vodárnách nebo chladicí vody v tepelných elektrárnách:



©2011 Jiří Škorpík



9.641 Jednostupňové axiální čerpadlo chladicí vody v kondenzační elektrárně.

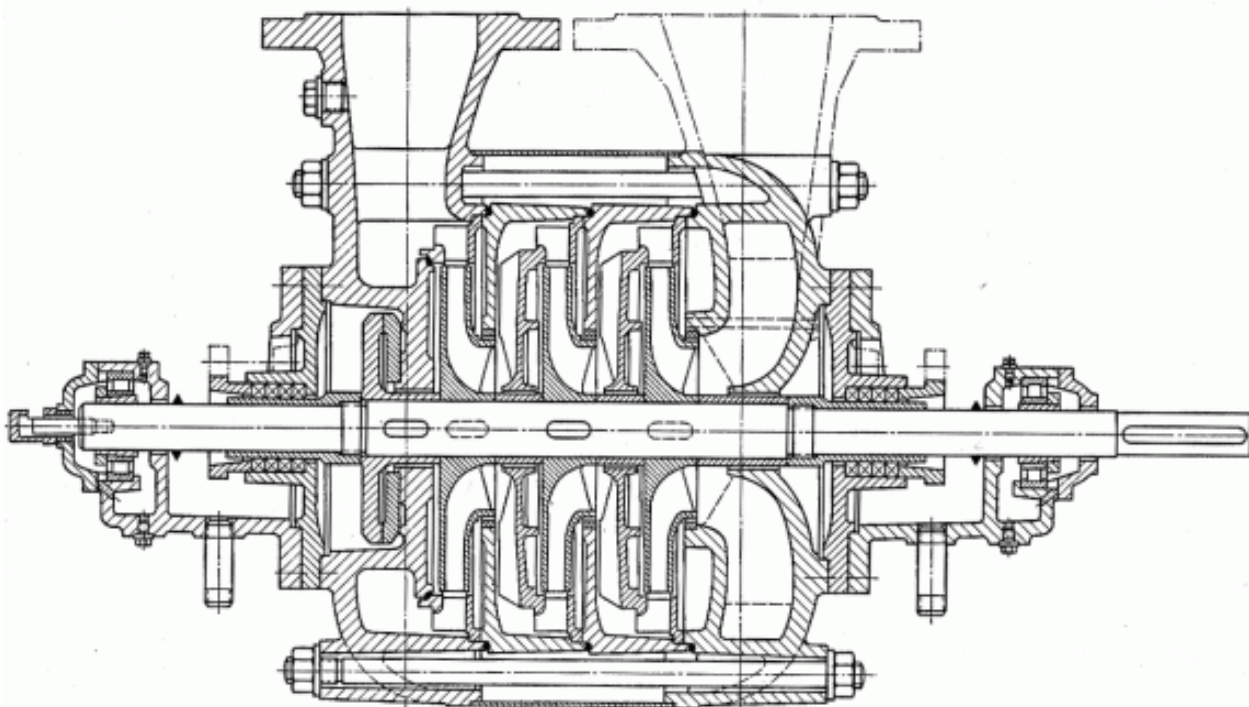
Rychlostní trojúhelník axiálního stupně čerpadla je obecného charakteru, sklon vstupní rychlosti c_1 vůči axiální ose může být jiný než 90° u čerpadla na obrázku, u kterého jsou před rotorem předřazeny pomocné satorové lopatky. Navíc rotorové lopatky mohou být natáčivé podobně jako u Kaplanovy turbíny. Výrobce KSB, obrázek z [6].

Podobnostní kritéria pro návrh axiálního stupně čerpadla jsou uvedena např. v [5, s. 148], [2, s. 453]. Stupeň axiálního čerpadla s ohledem na velký vliv prostorového charakteru proudění je navrhován jako stupeň s konstantní cirkulací po výšce lopatky podobně jako stupeň axiální vodní turbíny.

Návrh vícestupňového hydrodynamického čerpadla

Jeden stupeň lopatkového stroje může zpracovat pouze určité množství měrné energie. Pokud je nutné zpracovat větší změnu energie je nutné použít vícestupňový lopatkový stroj. V případě hydraulických vícestupňových strojů má smysl hovořit pouze o čerpadlech, protože vícestupňové vodní turbíny nemají uplatnění (dokáží v jednom stupni zpracovat prakticky jakýkoliv spád, který je na planetě reálně k dispozici, popřípadě se vytvoří kaskáda vodních děl, a nikoliv dvoustupňová vodní turbína). Změna měrné celkové energie pracovní kapaliny v čerpadlech se často řádově neliší od změny celkové energie ve vodních turbínách, ale čerpadla mají mnohem menší obvodové rychlosti (menší průměr oběžného kola), proto je k potřebnému zvýšení celkové energie obvykle potřeba více stupňů.

V případě víceúhňových hydrodynamických čerpadel je pracovní tekutina čerpána několika za sebou řazenými stupni, stupňů může být i víc jak deset. V takovém případě se celkový požadovaný tlakový spád rozdělí rovnoměrně na jednotlivé stupně. Výhoda takového přístupu je v tom, že stupně mají stejnou geometrii, což podstatným způsobem snižuje náklady na návrh, výrobu i servis (čerpadla pro menší tlakový spád mají pouze menší počet stejných stupňů, které jsou konstrukčně uspořádány tak, aby je bylo možno dávat v libovolném počtu za sebou tzv. článková čerpadla):



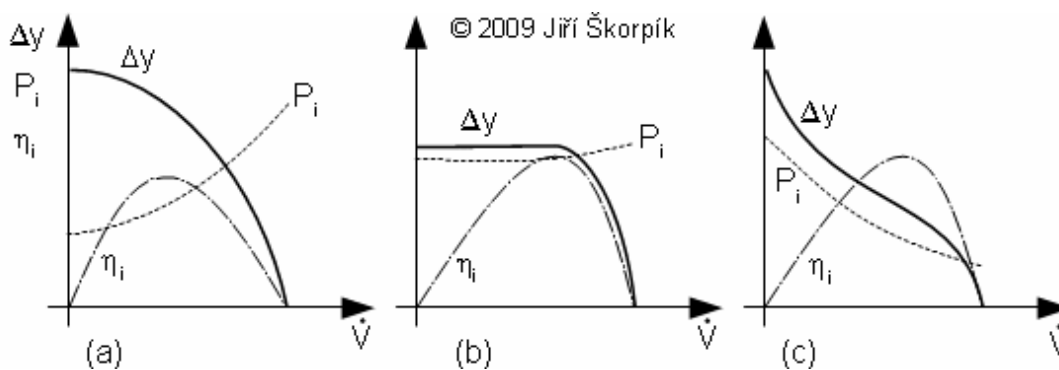
10.396 *Třístupňové radiální čerpadlo.*
Výrobce KSB, obrázek z [6].

Široký popis konstrukce, regulace, stavby a dalších problémů spojených s hydraulickými stroji je uveden v knize [5].

Charakteristiky hydrodynamických čerpadel

Charakteristikou čerpadla je závislost zvýšení celkové energie kapaliny v čerpadle Δy na objemovém průtoku V . Tato charakteristika tedy zahrnuje i ztráty, které v čerpadle vznikají. Charakteristika víceúhňových hydrodynamických čerpadel je tvarem podobná charakteristice stupně včetně vlivu jednotlivých ztrát – bezrozměrová charakteristika víceúhňového čerpadla se sestaví sečtením hodnot tlakového součinitele při stejném průtokovém součiniteli. Přesné charakteristiky hydrodynamických čerpadel se stanovují z měření nebo celkem přesně pomocí numerických výpočtů metodami CFD na virtuálním modelu čerpadla. Orientačně lze charakteristiku čerpadla predikovat i pomocí analytického výpočtu s využitím vzájemné podobnosti charakteristik čerpadel postupem uvedeným např. v [2, s. 228].

Katalogové informace o charakteristice čerpadla obsahují závislosti dalších veličin na průtoku, především výkon a účinnost:



11.370 Charakteristiky základních typů čerpadel.

(a) radiální; (b) diagonální; (c) axiální; Δy [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] zvýšení měrné celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle; P_i [W] vnitřní příkon čerpadla. Na obrázku jsou zobrazeny pouze stabilní části charakteristiky. 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). Zdroj: [1].

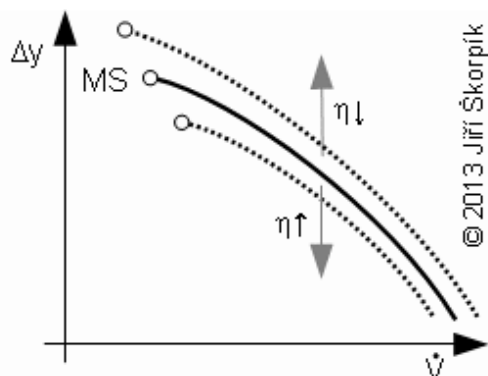
Místo zvýšení měrné celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle Δy se uvádí v katalogích také ekvivalentní veličiny, a to zvýšení celkového tlaku v čerpadle Δp_c , nebo ekvivalentní výtláčná výška čerpadla h :

$$\Delta p_c = \rho \cdot \Delta y = (p_2 - p_1) + \underbrace{\frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2)}_{\Delta p_d} + \rho \cdot g(h_2 - h_1); \quad \Delta h = \frac{\Delta y}{g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{1}{2 \cdot g}(c_2^2 - c_1^2) + (h_2 - h_1)$$

12.1020 Přepočítání zvýšení měrné celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle na zvýšení celkového tlaku nebo ekvivalentní výtláčnou výšku čerpadla.

Δp_c [Pa] zvýšení celkového tlaku v čerpadle; Δh [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 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$] gravitační zrychlení; ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] hustota kapaliny; $p_2 - p_1$ [Pa] rozdíl statických tlaků mezi vstupem a výstupem čerpadla; Δp_d [Pa] rozdíl dynamických tlaků mezi vstupem a výstupem čerpadla (jestliže mají vstupní i výstupní příruba stejný průřez je tento rozdíl nulový); $h_2 - h_1$ [m] výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem čerpadla. Rovnice jsou odvozeny z rovnice zvýšení měrné celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle uvedené v kapitole 13. Energetická bilance čerpadla. Pro rychlý převod lze použít *Nomogram 884*.

U čerpadel se měří jejich charakteristika pro konkrétní médium 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 celková změna energie pracovní tekutiny v čerpadle Δy , přičemž pokles viskozity ztráty snižuje:

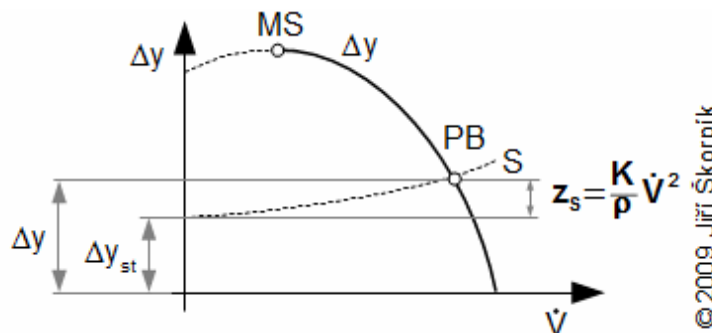


13.927 Vliv viskozity pracovní kapaliny na charakteristiku radiálního čerpadla (pro $n=\text{konst.}$). η [$\text{Pa}\cdot\text{s}$] dynamická viskozita pracovní tekutiny; MS mez stability provozu (popis níže pod *Rovnicí 14*). Nomogram pro přepočítání charakteristiky čerpadla z čisté vody na kapalinu s vyšší viskozitou je uveden v [5, s. 371].

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

Pracovní bod čerpadla

Pracovní bod čerpadla závisí na potrubní trase (její ztrátách), ve které čerpadlo pracuje, požadované změně celkové energie kapaliny a průtoku:

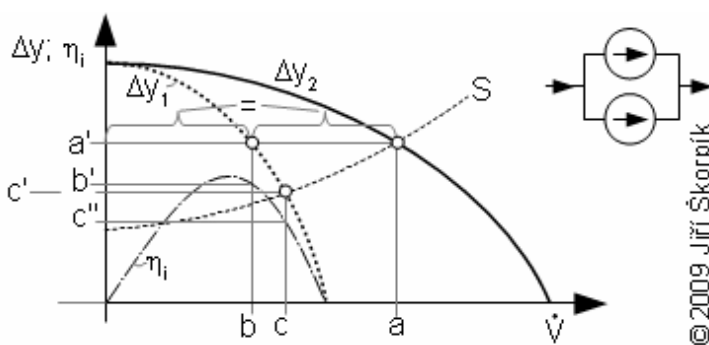


14.372 Charakteristika hydrodynamického čerpadla a potrubního systému.

PB pracovní bod čerpadla; **S** charakteristika potrubního systému; Δy_{st} [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] změna měrné celkové energie pracovní kapaliny mezi saním a výtlakem čerpadlového systému, také se používají názvy statická měrná energie v systému [5, s. 175] nebo požadovaná změna měrné energie v systému; z_s [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] měrné vnitřní ztráty v potrubním systému; **K** [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$] konstanta potrubního systému. Čerpadlo musí dodat kapalině tolik energie jaká je požadována hodnota Δy .

Na mezi stability je derivace charakteristiky čerpadla $d\Delta y \cdot dV \cdot^{-1} = 0$, přičemž derivace charakteristiky potrubního systému je vždy větší jak nula $d_{systemu} = dz \cdot dV \cdot^{-1} > 0$. To znamená, že ve stabilní oblasti se po náhlé změně průtoku (způsobené například jeho nerovnoměrností) průtok samovolně vrátí do PB, tj. průtok má tendenci se sám ustalovat. V případě blízkosti MS se při náhlém snížení průtoku za MS už průtok samovolně do PB nevrátí. Tomuto popisu se říká také kritérium stability provozu čerpadla.

Zapojením dvou čerpadel sériově vzniká v podstatě vícestupňové čerpadlo, přičemž průtoky čerpadly jsou stejné a zvýšení tlaku se sčítá. U Paralelního zapojení dvou či více čerpadel bude stejné zvýšení měrné celkové energie kapaliny, ale průtoky jednotlivými čerpadly mohou být rozdílné. Pracovní body takto zapojených čerpadel se navrhuje tak, aby bylo dosaženo, pokud možno, co nejvyšší účinnosti při jmenovitém průtoku systémem, to znamená, že při práci jen jednoho čerpadla může být účinnost tohoto čerpadla nižší, než při společné práci všech zapojených čerpadel:



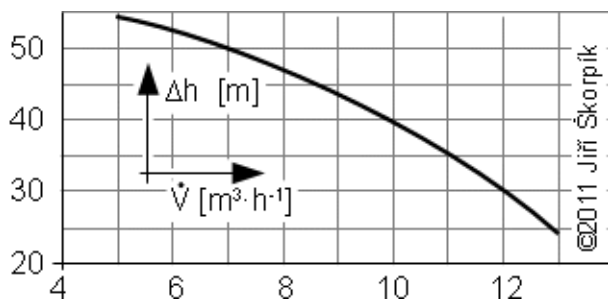
15.371 Paralelní provoz dvou stejných čerpadel.

y_1 charakteristika jednoho čerpadla; y_2 výsledná charakteristika dvou stejných čerpadel řazených paralelně; a [$m^3 \cdot s^{-1}$] objemový průtok při společné práci dvou paralelních čerpadel; a' [$J \cdot kg^{-1}$] zvýšení měrné energie při paralelním provozu dvou čerpadel; b [$m^3 \cdot s^{-1}$] průtok čerpadlem při paralelním provozu; b' [-] účinnost čerpadel při paralelním provozu; c [$m^3 \cdot s^{-1}$] průtok čerpadlem při zapnutí jen jednoho čerpadla v tom samém systému; c' [-] zvýšení měrné energie kapaliny v čerpadle při samostatném chodu jednoho čerpadla; c'' [-] účinnost čerpadla při samostatném chodu jednoho čerpadla.

Jestliže jsou paralelně zapojená čerpadla s různou charakteristikou, je maximální výtlačná výška, respektive změna celkové energie v čerpadlech, dána zapnutým čerpadlem, které je schopno dodat nejméně práce pracovní kapalině. Výsledná charakteristika dvou čerpadel s odlišnou charakteristikou je uvedena např. v [1, s. 170].

V potrubní trase je vřazeno cirkulační čerpadlo, které čerpá vodu o objemovém průtoku $2,7 m^3 \cdot h^{-1}$, zvýšení měrné celkové energie v čerpadle je $16 J \cdot kg^{-1}$. Místo tohoto čerpadla bylo namontováno jiné. Jaký bude průtok a zvýšení měrné celkové energie v čerpadle? Jaká byla tlaková ztráta potrubní trasy v případě původního čerpadla, a jaká tlaková ztráta bude po instalaci nového čerpadla? Charakteristika nového hydrodynamického čerpadla je uvedena na obrázku. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 738.

Úloha 2.738



Charakteristika čerpadla z Úlohy 2.

Regulace hydrodynamických čerpadel

V současné době je nejrozšířenějším způsobem regulace čerpadel pomocí změny jeho otáček, podobně jako je tomu 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.

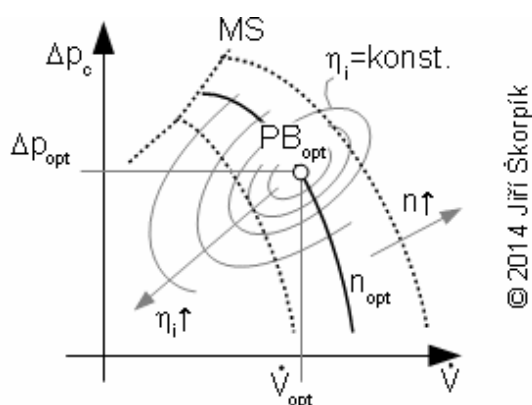
Především u menších potrubních systémů se používá regulace škrcením na výtlaku čerpadla. Regulace škrcením spočívá ve vytvoření záměrné změny tlakové ztráty na výtlaku čerpadla (mění se tím charakteristika potrubního systému) pomocí vyvažovací armatury, jež má tlakovou ztrátu nastaveno na pevně (vyladění stálého pracovního bodu čerpadla a potrubního systému) nebo pomocí regulační armatury. Zde je nutné počítat se zvýšenými ztrátami a tedy i se spotřebou práce čerpadla.

Poslední možností regulace čerpadel, se kterou se lze setkat, je natáčením satorových nebo rotorových lopatek. Tento typ regulace bývá součástí axiálních čerpadel a částečně u některých typů radiálních čerpadel s natáčivými satorovými lopatkami.

Jednotlivé způsoby regulace ovlivňují charakteristiku čerpadla stejně jako mají vliv na charakteristiky ventilátorů, u kterých se používají stejné typy regulací. Kombinace jednotlivých typů regulace se používají velmi málo.

Výběr vhodného čerpadla

Vhodné čerpadlo se vybírá především podle druhu a stavu pracovní kapaliny. Také se musí přihlížet k bezpečnosti provozu, možné kontaminaci čerpané kapaliny v čerpadle, především maznými látkami, a k ceně 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) nebo alespoň pracovalo co nejbližší tomuto optimálnímu bodu [9, s. 312].

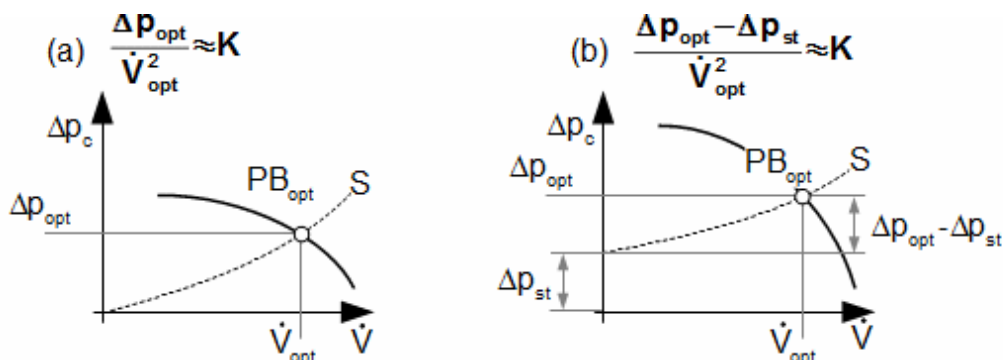


© 2014 Jiří Škorpík

16.1018 *Optimální pracovní bod čerpadla.*
 n [min^{-1}] otáčky; Δp_{opt} [Pa] celkové zvýšení tlaku v čerpadle při optimálním průtoku. Index **opt** značí optimální stav, tedy práci čerpadla při maximální účinnosti.

V současné době výrobci nabízí velké množství čerpadel a pomocí firemních softwarů jsou schopni, na základě dodaných podkladů (charakteristiky systému a požadovaného zvýšení tlaku), vybrat nejvhodnější čerpadlo velmi rychle. Ovšem v praxi je situace složitější, protože projektant obvykle zvažuje více variant systému a potřebuje pružně mezi sebou porovnávat jejich možnosti. V takových případech je možné, relativně přesně, odhadnout vhodný typ čerpadla pomocí konstanty potrubního systému, požadovaného zvýšení celkového tlaku v systému a pracovních parametrů nabízených čerpadel v jejich optimálním pracovním bodě.

Rychlé kombinace možných stavů systému lze provést pomocí toho, že podíl tlakové ztráty a druhé mocniny průtoku je vždy stejný a bude týž i v pracovním bodě čerpadla, což plyne z definice konstanty potrubního systému K . Pokud pracovní bod bude ležet v bodě maximální účinnosti čerpadla, bude průtok čerpadlem zároveň optimální V_{opt} , při optimálním zvýšení celkového tlaku Δp_{opt} . Je tedy zřejmé, že vhodná čerpadla by měla mít ve svém optimálním pracovním bodě poměr zvýšení celkového tlaku ku druhé mocnině průtoku rovnu přibližně konstantě potrubního systému, ve kterém bude pracovat. Proto je pro projektanta výhodné vytvořit si tabulku s poměry uvedených veličin v optimálním pracovním bodě pro jednotlivé typy nabízených čerpadel, ze které vybere nejvhodnější typ čerpadla podle konstanty potrubního systému:



© 2014 Jiří Škorpiš

17.1019 Výběr čerpadla s optimálním pracovním bodem pro systém s konstantou potrubního systému K . (a) výpočet pro cirkulační čerpadla; (b) výpočet pro systémy s požadavkem na zvýšení celkového tlaku v systému i bez tlakových ztrát (např. kondenzátní a napájecí čerpadla). Δp_{st} [Pa] požadovaný celkový statický tlak v systému (nezávisí na průtoku). Samozřejmě z čerpadel, které vyhovují daným poměrům projektant vybere takové, které dosahuje požadovaného průtoku. Pro rychlé stanovení hodnoty K čerpadla lze použít i *Nomogram 949*.

Kavitace

Změna tlaku kapaliny podél profilu je z principu lopatkových strojů 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 [1, s. 150], [5, s. 188], [8, s. 100]). Odolnost stroje proti kavitaci erozi a korozi ovlivňuje konstrukce [5, s. 290] i materiál, ze kterého je stroj vyroben, obecně platí, že méně odolný je nehomogenní materiál např. litina, odolnější jsou speciální nerezové oceli [8, s. 105].

V případě čerpadel je nejmenší tlak u náběžné hrany nejvýše položené lopatky prvního stupně. Aby se předešlo vzniku kavitace při provozu čerpadla uvádí výrobci minimální sací výšku na přírubě čerpadla $NPSH^{(3)}$ (Net Positive Suction Head) od horizontální osy čerpadla, při které ještě nehrozí kavitací efekty. $NPSH$ se měří pro určitý druh pracovní kapaliny a její referenční teplotu pracovní kapaliny (obvykle $20\text{ }^\circ\text{C}$). Při změně teploty je nutné $NPSH$ přepočítat na požadovanou $NPSHR$ (Net Positive Suction Head Required):

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

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

$$NPSHA = NPSHR + \Delta h$$

18.796 Minimální sací výška čerpadla.

t_{ref} [°C] teplota kapaliny, při které probíhá referenční měření minimální sací výšky; $p_s(t)$ [Pa] tlak syté kapaliny pro pracovní teplotu; **NPSH** [m] minimální sací výška čerpadla pro teplotu t_{ref} ; při které ještě nehrozí vznik kavitace v čerpadle; **NPSHR** [m] požadovaná sací výška při pracovní teplotě t ; **NPSHA** [m] (Net Positive Suction Head Available) bezpečná sací výška čerpadla uváděná výrobcem, při které nedochází ke kavitaci; Δh [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 zanedbání vlivu změny hustoty s teplotou je v Příloze 796.

⁽³⁾Poznámka

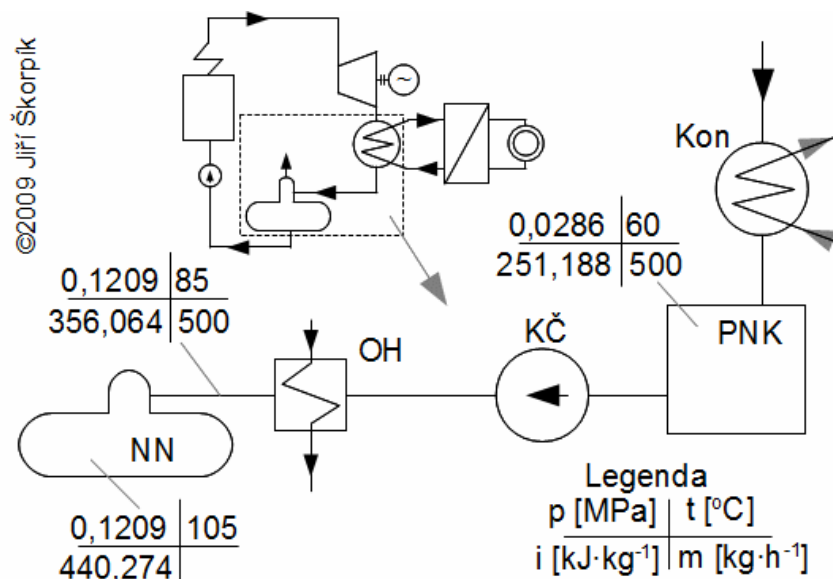
NPSH lze buď u čerpadla přímo naměřit a nebo přibližně vypočítat pomocí empirických vztahů podle typu čerpadla a jeho parametrů, takový výpočet je uveden v [5, s. 191].

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 následující úloha:

Na obrázku je uveden výřez ze schématu zařízení pro realizace R-C oběhu malé parní teplárny. Jedná se o úsek mezi kondenzátorem a napájecí nádrží. Nastavte nejvhodnější pracovní bod kondenzátního čerpadla.

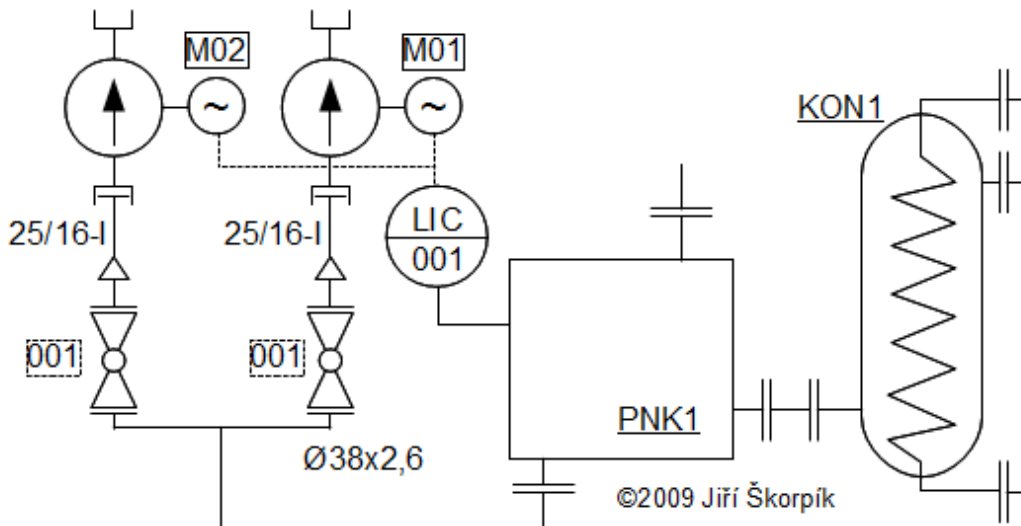
Teplota kondenzátu je 60 °C, podchlazení kondenzátu 8 °C, průtok 500 kg·h⁻¹. Teplota napájecí vody je 105 °C. Výška vstupu do napájecí nádrže je 4 m nad podlahou, výška pomocné nádrže kondenzátu je 3,9 m, a její průměr je 0,6 m. Konstanta potrubního systému sání čerpadla je 9·10⁸ kg·m⁻⁷ a na výtlaku je 120·10⁹ kg·m⁻⁷. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 265.

Úloha 3.265



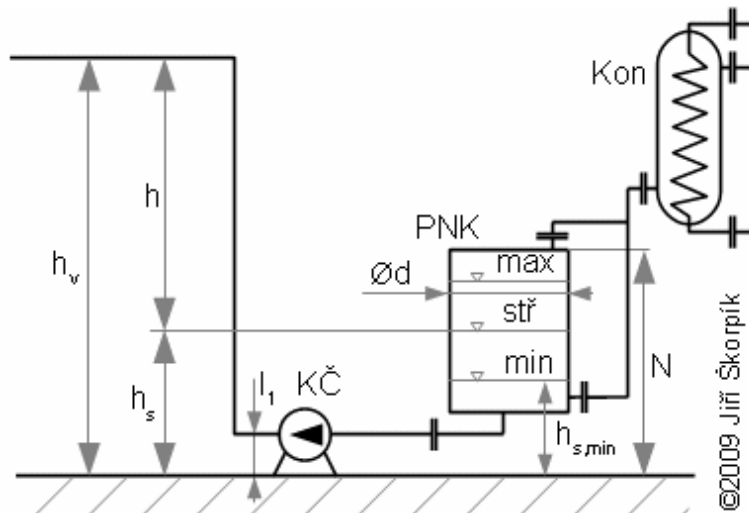
Obrázek k úloze 3: Schéma zařízení pro realizaci R-C oběhu.

Kon kondenzátor; **PNK** pomocná nádrž kondenzátu; **OH** ohřívák; **NN** napájecí nádrž. i [kJ·kg⁻¹] měrná entalpie pracovní tekutiny.



Obrázek k úloze 3: Zapojení čerpadla na straně sání.

002 číslo armatury; M01 číslo motoru. Systém značení odpovídá [4, s. 178]. Lze používat i jiný systém značení a na výkrese uvést vysvětlivky k jednotlivým značkám.



Obrázek k úloze 3: Výškový popis situace.

Veličina NPSH je funkcí vstupní obvodové rychlosti oběžného kola, 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 kavitace v hlavním čerpadle. Je také možné předřadit tzv. objemový zvedáč kondenzátu.

Kavitací mohou být ohroženy i vodní turbíny se sací troubou, pokud tlak p_2 poklesne pod tlak sytých par $p_s(t)$ na sací straně blízko odtokových hran lopatek. V takovém případě je nutné zvýšit tlak na vstupu do savky i za cenu snížení hydraulické účinnosti.