

24. MATERIÁLY A TEORIE STROJNÍCH ČÁSTÍ LOPATKOVÝCH STROJŮ

Jiří Škorpík, ORCID: 0000-0002-3034-1696, skorpik.jiri@email.cz

Úvod 1

Materiály lopatkových strojů 2

- Oceli, litiny a další železné kovy 2
- Hliník, měď a další neželezné kovy 4
- Teflon a další plasty 5
- Grafit, keramika a ostatní materiály 6

Rotory 8

- Obecný popis konstrukce rotorů a jejich havarijní otáčky 8
- Bubnové a diskové rotory tepelných turbín 8

Ucpávky rotorů 10

- Dotykové ucpávky 10
- Plynová suchoběžná ucpávka a ostatní bezdotykové ucpávky 10

Lopatky 12

- Závěsy lopatek 12
- Bandáže a ostatní sekundární části lopatek 12
- Šířka a pevnost lopatky 13
- Vliv teploty na konstrukci lopatek 14

Úvod do teorie tření 15

- Druhy tření a nosný podíl 15
- Energetické bilance tření 16
- ventilační ztráta rotorujícího válce [Ú.1024] 18

Obecné konstrukční požadavky na smyková vedení a kluzná ložiska 19

- Suchá vedení 19
- Kluzná vedení 20

Kluzná ložiska 21

- Radiální kluzná ložiska 21
- Axiální kluzná ložiska 23

Valivá ložiska 25

- Katalogové údaje valivého ložiska 26

Mazací soustavy a olejové hospodářství 27

- Způsoby mazání 27
- Schéma zařízení oběhového mazání 28

Mazivo 29

- Sledované vlastnosti maziv 29
- Výběr maziva 30

Úvod do opotřebení a životností součástí 31

- Mechanismy opotřebení povrchů součástí 31
- Výpočet trvanlivosti valivého ložiska 33
- Predikce stavu ložiska pomocí softwarových nástrojů a diagnostiky 35

Odkazy 35

Přílohy 38

- 397 Odvození rovnice pro střední neproměnné zatížení ložiska 38
- 991 Odvození vzorců pro třecí výkon 38
- 1024 Řešení úlohy 42

Úvod

Na základě vstupních požadavků musí konstruktéři lopatkových strojů provést termodynamický i konstrukční návrh stroje. Tyto dvě základní oblasti návrhu se ovlivňují a provádí se takřka současně s využitím více výpočtových metod a při využití co největšího množství unifikovaných částí. Rozvoj elektronické výpočetní techniky v současnosti již dovoluje simultánní ověření jak proudění tak i pevnosti konstrukce stroje na základě navržené geometrie a parametrů pracovní tekutiny. To umožňuje ověření a zrychlení optimalizace parametrů stroje a i technologického celku ještě před samotnou výstavbou a spuštěním a vyšší míru jistoty při garanci požadovaných parametrů díla.

O proudění a transformaci energie v lopatkovém stroji je pojednáno v tématu Teorie lopatkových strojů. Při návrhu strojních částí lopatkových strojů jako jsou hřídele, ložiska, šroubové spoje, spojky, převodovky a jiné strojní mechanismy se vychází z obecných teorií užívaných ve strojnictví, které lze využít i při navržích uchycení lopatek či skříní. Jedná se tedy o nesmírně obsáhlou a širokou oblast poznání, kterou zde samozřejmě nemohu celou zachytit. V tomto článku chci pouze uvést některé teorie související s návrhem strojních částí lopatkových strojů pro potřeby základních výpočtů, o které se lze orientačně opírat při výše zmíněném procesu základního návrhu lopatkového stroje, například za účelem poptávky konkrétních strojních součástí – nenavrhuje něco co pro jiné je rutina a nevyrobíte něco co jiní vyrábí a levněji kvalitněji, pouze jim poskytněte kvalitní podklady.

Při návrhu konstrukce stroje musí být přihlédnuto k účelu a způsobu použití stroje a jeho servisu (díly trvanlivější, nebo méně trvanlivé, ale snadno vyměnitelné

apod.). Lopatkové stroje bývají vybaveny také hydraulickými a elektrickými zařízeními sloužící regulaci, měření a diagnostice turbíny.

V tomto článku se nezabývám návrhem skříní z pohledu pevnosti, protože ty se velmi liší podle typu stroje i výrobce – obvykle se pro potřeby základních výpočtů připodobňují skořepinám válcového či kuželového tvaru a počítá se pouze prosté namáhání. Návrhem skříně parní turbíny se zabývají například [11], [12], [13], [14], [15], [16] a především [17]. Nezabývám se zde ani návrhem šroubového spoje, které u základních výpočtů lopatkových strojů nejsou tak potřebné a opět lze nalézt spoustu specializované literatury např. [24], [27], nebo orientačně používat vzorce alespoň pro prosté namáhání, které pro jednotlivé typy a průměry šroubů uvádějí i tabulky [28]. Na další specializovanou literaturu odkazuji v článku v příslušných kapitolách.



Materiály lopatkových strojů

Lopatkové stroje obvykle obsahují více druhů materiálů (malé lopatkové stroje mohou být složeny z jednoho druhu plastu či kovu). Při výběru vhodného materiálu pro konkrétní část lopatkového stroje musí konstruktér přihlížet nejen k pevnostnímu namáhání dané součásti, ale musí si ověřit zda neexistují nějaké další požadavky, které výběr materiálu ovlivňují jako například: požadavek na výslednou hmotnost stroje, požadavek na vysokoteplotní odolnost součásti nebo naopak požadavek plnit funkci při extrémně nízkých teplotách (kryogenní teploty).

Výběr vhodného materiálu závisí také na typu a stavu pracovní látky v dané části stroje (v průběhu pracovního procesu ve stroji se může měnit skupenství i fyzikální vlastnosti, u hydraulických strojů může dojít ke kavitaci a následné kavitační erozi a korozi), požadavky na odolnost proti otěru či korozi. Do výběru materiálu zasahuje i technolog svými požadavky na obrobitelnost, svařitelnost a druhy polotovarů (například jestli je požadován polotovar ve formě odlitku, potom musí mít i dobré licí vlastnosti). A samozřejmě je třeba přihlížet k ceně stroje. Materiál pro lopatkový stroj vyhledáváme podle požadavků z katalogů a materiálových listů jednotlivých výrobců nebo strojnických tabulek.

• Oceli, litiny a další železné kovy

Železné kovy jsou široce dostupné materiály (pokud nehovoříme o slitinách s vyšším obsahem drahých přísad). Jedná se o materiál s použitím v širokém teplotním rozsahu. Nevýhodou je vysoká hustota, což znamená vysoké hmotnosti a vyšší namáhání od hmotnostních sil (např. odstředivá). Většina železných kovů podléhá korozi a nejsou odolné kyselinám.

Oceli uhlíkové obsahují pouze Fe a menší díl uhlíku C (pod 2 % a oceli na odlitky pod 0,6 % C) a samozřejmě další doprovodné příměsi ve stopovém množství, které se dostaly do oceli při výrobě a mohou být považovány za nečistoty, těmito stopovými prvky jsou nejčastěji Mn, Si, Cu, které v obvyklých množstvích nemají vliv na vlastnosti oceli. Ocel obsahuje i škodlivé příměsi jako P a S, které zhoršují vlastnosti oceli prakticky i ve velmi malém množství.

Mez kluzu uhlíkových ocelí je 345 až 635 MPa, měrný elektrický odpor od 0,1 až 0,4 $\Omega \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{m}^{-1}$ (vyšší čísla pro vyšší obsah uhlíku), modul pružnosti kolem $206 \cdot 10^3$ MPa, průměrná hustota $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [18, s. 162] (tepelné zpracování některé vlastnosti může měnit).

Uhlíkové oceli jsou levné a dostupné. Uhlíkové oceli s nízkým obsahem uhlíku se dobře tváří a svařují. Díky příměsím nitridů podléhají uhlíkové oceli stárnutí při vyšších teplotách. Používají se ve formě plechů pro tváření a svařování pro výrobu dílů pracujících při nízkých teplotách cca do 250 °C (např. svařované vstupní a výstupní skříně, plechové lopatky ventilátorů a pod.). Nejsou odolné korozi, nutná je antikorozní úprava povrchu, např. zinkování povrchu či antikorozní nátěry. Pro změnu mechanických vlastností, případně zvýšení odolnosti proti korozi či stárnutí, se přidává malé množství legujících příměsí.

Oceli slitinové obsahují obvykle stejné prvky jako uhlíkové oceli (mění se složení stopových příměsí podle způsobu výroby), ale navíc obsahují další příměsi, které mění mechanické i chemické vlastnosti výsledné oceli tj. mění pevnost, odolnost vůči prostředí, svařitelnost, obrobitelnost, mění licí vlastnosti oceli apod. Nejčastějšími tzv. legujícími prvky jsou Mn, Si, Cr, Ni, Mo,

V, W, Co, Ti, Al. Jak jednotlivé příměsi mění vlastnosti oceli je uvedeno například v [18, s. 166]. Některé ocelové slitiny lze dobře tepelně, chemicky i mechanicky zušlechťovat. Nevýhodou použití legujících příměsí v oceli je, že sice zlepšují primární požadovanou vlastnost ale jinou zhoršují, proto je někdy výhodnější materiály kombinovat například i formou povlaků či návarků z jiných materiálů, než je základní materiál ke snížení tření, zvýšení korozivzdornost nebo odolnosti vůči otěru, viz *Obrázek 1014 a 782*.



1014 Příklad užití ocelových slitin

Oběžné kolo radiálního čerpadla z nerezových ocelových slitin. Oběžné kolo je vyrobeno 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 třiskovému obrábění je povrch bez trhlinek, což zvyšuje odolnost vůči korozi. Průměr oběžného kola je 200 mm. Tento typ oběžného kola je určeno do čerpadel používaných ve farmacii a potravinářství do teploty pracovní tekutiny 120 °C. Oběžné kolo je z čerpadla YMD společnosti Iwaki (Japonsko), [19].

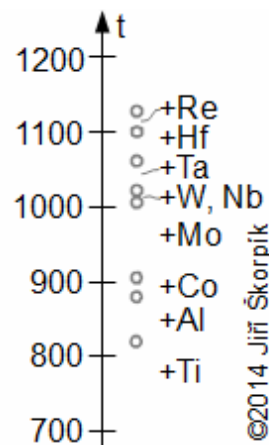
Speciálním druhem slitin jsou slitiny určené pro tepelné stroje, které často pracují s extrémními teplotami (u spalovacích turbín dosahuje teplota spalin 1300 °C, u kryogenních kompresorů se teplota pracovního plynu blíží k absolutní nule). Velké zatížení lopatek od odstředivých sil při takových extrémních teplotách klade velmi vysoké nároky na materiál, povrchovou úpravu a konstrukci lopatek. Při vysokých teplotách se

především zvyšuje citlivost nejen na korozi, ale snižuje se pevnost oceli a její modul pružnosti [12, Příloha 27], viz *Obrázek 1001*.



782 Příklad užití ocelových slitin

Lopátka parní turbíny ze slitiny oceli a titanu. Lopátka je dlouhá 1 375 mm určená především jako poslední stupně parních turbín. Protože je lopátka dlouhá je napětí od odstředivé síly u závěsu lopatky vysoké, z toho důvodu se snižuje hustota materiálu lopatky pomocí titanu a tím se snižuje i napětí. Nevýhodou je snížení odolnosti povrchu proti otěru, proto se na takové lopatky navařuje pomocí laseru vrstva z tvrdšího kovu (na obrázku bez návarku). Výrobce lopatky je společnost Doosan Škoda Power (Česká republika), obrázek z [20].



1001 Potřebné příměsi materiálu lopatek podle provozní teploty

t [°C] provozní teplota lopatek. Data pro graf z [21]. Složení slitin ocelí pro hřídele a lopatky tepelných turbín pro vysoké teploty jsou uvedeny v [18, s. 194], [22, s. 61] či [12, Příloha 20].

Za litinu jsou považovány slitiny Fe s obsahem C nad 2,14 %, obvyklou příměsí je i Si. Obecně mají dobrý tlumicí účinek vibrací, otěruvzdornost, odolnost proti korozi a relativně dobře se z ní vyrábí

malé (minimální tloušťka stěny 4-5 mm) i několika několika tunové odlitky. Použití litiny na lopatkových strojích pro jejich dobrou otěruschopnost se už nevyužívá, protože jako kluzné plochy jsou používány plasty, neželezné kovy nebo materiály na bázi uhlíku. Velkou výhodou šedé litiny je její relativně nízká cena v porovnání s dalšími kovovými materiály. Z litiny se vyrábí ventilové skříně, oběžná kola čerpadel (pokud nehrozí kavitace), skříně turbín i čerpadel, výstupní i vstupní hrdla, ložiskové stojany, spirální skříně čerpadel a menších vodních turbín apod.

• Hliník, měď a další neželezné kovy

Hliník, měď a další neželezné kovy jsou kovové slitiny s žádným nebo jen velmi malým podílem železa, které obvykle obsahují vysoký podíl hliníku Al nebo mědi Cu.

Hliník Al a jeho slitiny je asi nejpoužívanější neželezný kov v lopatkových strojích. Z hliníku se velmi dobře odlévají i tenké a přesné odlitky. Jsou méně pevné než slitiny oceli, ale mají menší hustotu, což snižuje napětí od hmotnostních sil (například odstředivé) i celkovou hmotnost součástí. Ve vnějším prostředí je čistý hliník odolný korozi (zoxidovaný povrch se neodlupuje jako u oceli), to platí i pro jeho slitiny pokud neobsahují měď (např. dural). Je dobře elektricky vodivý, což na druhou stranu může způsobovat galvanickou korozi při styku s jinými kovy [23, s. 199]. Špatně snáší prostředí s vysokým nebo nízkým pH a prostředí s obsahem chloridů.

V lopatkových strojích se vyskytují nejčastěji slitiny hliníku pro odlitky s pevností do 250 MPa [23, s. 203], ale používá se i výrobky z plechů (Obrázek 1015, Obrázek 917). Ze slitiny hliníku se odlévají oběžná složitá kola turbokompresorů a dmychadel (Obrázek 891), lopatky pro ventilátory pro venkovní

použití, hliníkové skříně ventilátorů, výstupní a vstupní hrdla apod. Z plechů hliníkových slitin se vyrábí například jednoduché lopatky či skříně ventilátorů. Používají se také tam kde je požadavek na lehkou konstrukci tj. letecký průmysl a přenosná zařízení jako přenosná čerpadla.



1015 Příklad použití hliníku

Jedná se o rotor axiálního ventilátoru s lopatkami vyrobenými z hliníkového plechu, které jsou přišroubované k hřídeli [25], průměr je 400 mm.



917 Příklad použití hliníku

Rotor radiálního ventilátoru s laserem svařovanými lopatkami z hliníkového plechu [26], průměr oběžného kola je 355 mm.

Slitiny mědi mají vhodné vlastnosti pro lití nebo kování. Mají vysokou hustotu, nízkou pevnost a nízkou teplotní odolnost. Nelze je použít tam kde je podmínka naprostého sterilního prostředí, protože se z jeho povrchu uvolňují oxidy. Nejsou odolné prostředí s vysokým pH, obsahující čpavek nebo sulfidy [29, s. 69]. Nejsou odolné na otěr. Dnes se používají především jako kovová těsnění čerpadel pro dobrou samomaznost. Nejpoužívanější

slitinou mědi bronz (slitina Cu a Sn), který je velmi odolný vodě obsahující chloridy jako například mořská voda, proto se z ní vyrábí lodní šrouby či oběžná kola čerpadel na mořskou vodu apod.



891 Příklad použití hliníku

Oběžné kolo radiálního kompresoru slepeného z jednoho odlitku (sací strana vyrobena se slévarenské slitiny hliníku) a přesného výkovku z duralu (vyšší zatížení vyžaduje kvalitnější slitinu duralu, která se ale nedá odlévat), průměr oběžného kola je 160 mm, povrchová úprava eloxováním.

• Teflon a další plasty

Teflon a další plasty se jako konstrukční materiály prosazují díky svými nízkými pořizovacími i zpracovatelskými náklady. Teflon a další plasty mají velmi různorodé vlastnosti, které závisí na složení a pracovní teplotě. Dosažitelné vlastnosti těchto materiálů jsou: vysoká pružnost, přilnavost, bezmaznost a zároveň kluznost či odolnost vůči povětrnostním vlivům nebo kyselinám, dobrá obrobiteľnosť i licí a vstříkovací vlastnosti. Obvykle je nalezneme jako těsnící plochy ventilů, hřídelí (ucpávky i prachovky), posuvných tyčí a dosedací plochy ventilů. Jsou i pracovní hmotou 3D tiskáren na tisk prototypů oběžných kol do ventilátorů a čerpadel (Obrázek 835). Jsou častým materiálem u ministrojů, které mohou být vyrobeny celé z plastu včetně ložisek, kovová část je jen hřídel a pohon

(například chladicí ventilátory elektroniky a malá cirkulační čerpadla). Většina plastů je špatným elektrickým vodičem.



835 Příklad použití plastu

Plastový prototyp oběžného kola ventilátoru vyrobený technologií 3D tisku (Ø60 mm).

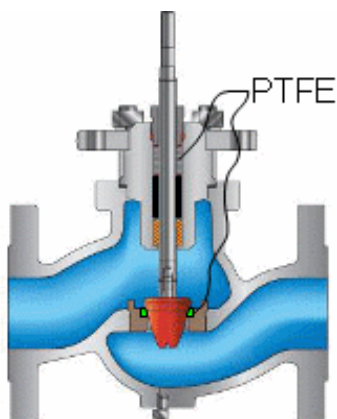
Pracovní podmínky plastů jsou ale velmi omezené. Obvykle musí být konstruktér připraven, že na stykových plochách plast/kov je důležité dosahovat maximální povolené drsnosti do $Ra 0,4$ u intenzivně pohyblivé části s dlouhou životností spíše do $Ra 0,1$. Plastové díly na pohyblivých stykových plochách nemusí být mazány, ale také mají omezenou kluznou rychlost přibližně na $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, ale obvykle ještě nižší s rostoucím tlakem, protože součin styčného tlaku a rychlosti je limitován. Plastové třecí povrchy není potřeba mazat, ale třecí teplo je nutné odvádět jinak než mazivem. Proto se plastová ložiska usazují do chlazených pouzder. Chlazení plastových dílů je naprosto nezbytné u strojů, kde pracovní látky mají teplotu blízkou se teplotě hraničící s pracovní teplotou plastového dílu nebo ji dokonce překračuje. S těmito skutečnostmi je potřeba při konstrukci stroje počítat.

Plasty mají relativně vysokou pevnost vzhledem ke své hustotě, což je jeden z důvodů jejich použití pro lopatky například větrných turbín.

Plasty se používají i k ochraně povrchu kovových částí lopatkových strojů například před působením kyselin. Naopak plastové díly jsou velmi náchylné na otěr, a proto nevhodná do abrasivního prostředí.

Některé druhy plastů, umělých hmot a pryží, které můžete nalézt na lopatkových strojích:

TEFLON (Polytetrafluoroethylene) má vynikající kluzné vlastnosti i při teplotách kolem $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ (hranice je kolem $200\text{ }^{\circ}\text{C}$), používá se u kluzných ložisek jako antikorozi povlaky – špatně se nanáší ve větších vrstvách, má dobrou obrobiteľnosť, *Obrázek 1013*. Čistý teflon se používá málo a spíše obsahuje nějaké příměsi jako sklo (zvyšuje odolnost proti otěru, chemickou odolnost vyjma zásad či hydrogenfluoridu), grafit (snižuje velmi součinitel tření, zvyšuje pevnost v tlaku, zvyšuje odolnost proti otěru), uhlík (zvyšuje tepelnou vodivost a odolnost proti deformaci), molybden disulfid (snižuje přilnavost, snižuje součinitel tření při rozběhu, zvyšuje odolnost proti deformaci), bronz (zvyšuje pevnost v tlaku, odolnost proti otěru, zvyšuje tepelnou vodivost) [5].



1013 Příklad použití plastu

Příklad použití PTFE jako těsnění táhla regulačního ventilu a jako sedla ventilu, obrázek z [31].

PPS (Polyfenylsulfid) tvrdý plast použitelný až do $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, může se používat pro výrobu oběžných kol cirkulačních čerpadel (*Obrázek 888*) určené pro čerpání horké vody.



888 Příklad použití plastu

Oběžné kolo cirkulačního čerpadla ze dvou splených kusů PPS ($\varnothing 70\text{ mm}$).

PEEK (Polyetherketon) oběžná kola čerpadel, je odolný proti otěru i většině organických rozpouštědel, použití maximálně do $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ – například oběžná kola kalových čerpadel.

EP epoxidová pryskyřice-sklolaminát, používá se k výrobě vrtulí, lopatek větrných turbín i ventilátorů, je pevný, ale křehký, odolný povětrnostním vlivům. Případně se jako pojivo do sklolaminátu používá PF (fenolformaldehydová pryskyřice), která má vyšší pevnost.

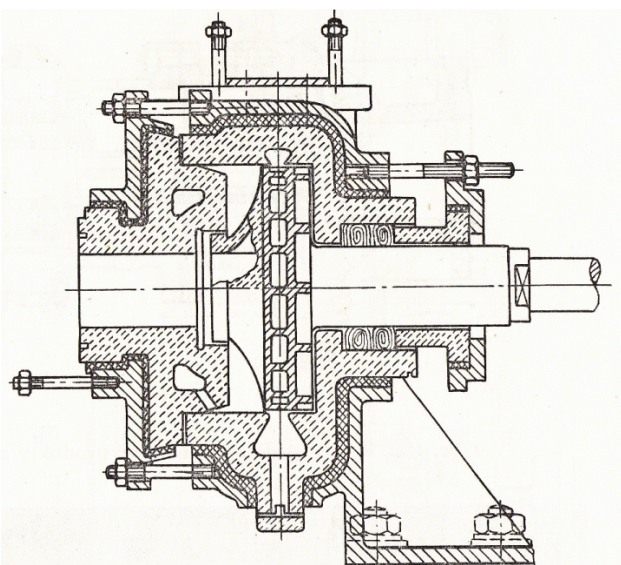
PVC polyvinylchlorid, používá se jako potahový materiál některých částí čerpadel pro odolnost proti kyselinám a zásadám. NBR (butadien-acrylnitril-kaučuk) vysoká abrazivní odolnost, použití jako těsnění – prachovka, teploty -40 až $108\text{ }^{\circ}\text{C}$. Vlastnosti plastových materiálů naleznete například v [30].

• Grafit, keramika a ostatní materiály

Mimo výše uvedené materiály se používají materiály na bázi grafitu, kompozitů, keramiky a tzv. bio-materiálů.

Grafit se používá především jako materiály dotykových ucpávek (grafitové šňůry apod). Kluzné plochy kluzných ložisek se vyrábí z kompozitů na bázi měkkých kovů (nejčastěji kombinace Sn a Pb [18, s. 275]).

Keramika nebo kamenivo se používá jako výstelka přívodních kanálů čerpadel a kompresorů, především tam, kde se používá agresivních pracovních látek jako jsou kyseliny (Obrázek 1016). Povlak se vytváří přilepením, nátěrem, nástřikem a teplotním zpracováním (například PTFE vrstvy) nebo elektrochemickým způsobem (Pokud konstruktér je nucen kombinovat dva nebo více materiálů, musí brát v úvahu rozdílnou délkovou roztažnost hlavně při velkých změnách teplot mezi klidem stroje a provozní teplotou). Možné je i chemicko-tepelné zpracování povrchu základních materiálu za podobnými účely. Keramické povrchy s vysokým tepelným odporem se používají i ke zvýšení teplotní odolnosti lopatek. Pro zvýšení vysokoteplotní odolnosti lopatek se také používají kompozitní materiály s keramickou maticí (CMC ceramic matrix composite) založené na iontových vazbách [43, s. 147], proto jsou tyto součástky většinou monokrystalické. Tento materiál má také relativně nízkou hustotu, což snižuje napětí v lopatce od odstředivých sil [32, s. 55].



1016 Čerpadlo pro čerpání kyseliny s částmi vyrobenými z kameniny

Části vyrobené z kameniny jsou vyznačeny přerušovaným čárkováním, litina čárkováním obyčejným a vrstvy tmelu jsou čárkovány do kříže [33, s. 191].

V lopatkových strojích se mohou vyskytovat také tzv. bio-materiály šetrné k přírodě (jsou v přírodě rozložitelné a jejich zpracování není energeticky náročné). Mezi takové materiály se počítá i dřevo a výrobky z celulózy či škrobů. Vyrábí se z nich obvykle skříně, izolace strojů a lopatky (například malých větrných turbín a vrtulí) apod. Nevýhodou bio-materiálů jsou poměrně velká biodegradovatelnost, vysoké požadavky na údržbu a nižší odolnost v povětrnostních podmínkách.

Výše uvedené materiály nejsou jediné používané ke konstrukci lopatkových strojů, ale jsou nejpoužívanější. Existují i speciální aplikace lopatkových strojů například pro letectví, zdravotnictví, kde se mohou vyrábět některé části z velmi drahých materiálů (z různých důvodů jako mechanické vlastnosti, elektrické či chemické), které se širším použitím pro svou cenu nemohou vyplatit.

• • •

Rotory

Kvalita a konstrukce rotoru (hřídele) výrazně ovlivňují vlastnosti celého stroje. Velikost rotoru ovlivňuje rychlost startu a odstavení stroje, zejména u tepelných strojů, kdy rotor mění svou teplotu. Konstrukce rotoru má také vliv na vibrace stroje. Jedná se obvykle o velmi přesný a velký výrobek s vysokými nároky na přepravu a montáž.

Jako materiál rotorů lopatkových strojů se používají prakticky jen oceli. Jedná se o oceli uhlíkové až při větších namáhání se používají oceli s příměsí niklu případně dalších příměsí. Podle pracovní tekutiny se provádí i úprava jejich povrchu nejčastěji formou tepelné úpravy.

● Obecný popis konstrukce rotorů a jejich havarijní otáčky

Polotovarem rotoru bývá výkovek, u větších průměrů zpravidla svarek vytvořený z více výkovek, viz *Obrázek 638*. Tento polotovar se obrábí do požadovaného tvaru. Rotory mimo drážek pro připevnění lopatek obsahují také disk pro uchycení axiálního ložiska, plochy pro radiální ložiska, spojkový disk a plochy upravené pro dotykové nebo bezdotykové ucpávky. Návrh rotoru se provádí podle požadavků na jeho tuhost a pevnost [34], [35] – především je nutno dbát na správné zaoblení hran. Pro zvýšení pevnosti a odstranění pnutí při kování se odvrťává střed rotoru, což také zamezuje šíření trhlin od nečistot ve výkovku [42].

Pevnost rotorů se počítá na tzv. havarijní otáčky, což jsou otáčky stroje při přetočení stroje od okamžiku havarijního výpadku zatížení rotoru po úplné zavření přívodu pracovní tekutiny. Tyto havarijní otáčky bývají přibližně o 10 % až 30 % vyšší než maximální provozní podle typu stroje, rychlosti zavírání havarijního ventilu a momentu setrvačnosti rotorové

soustavy [37, s. 236] a místních normem platných pro konkrétní typ stroje [47].

● Bubnové a diskové rotory tepelných turbín

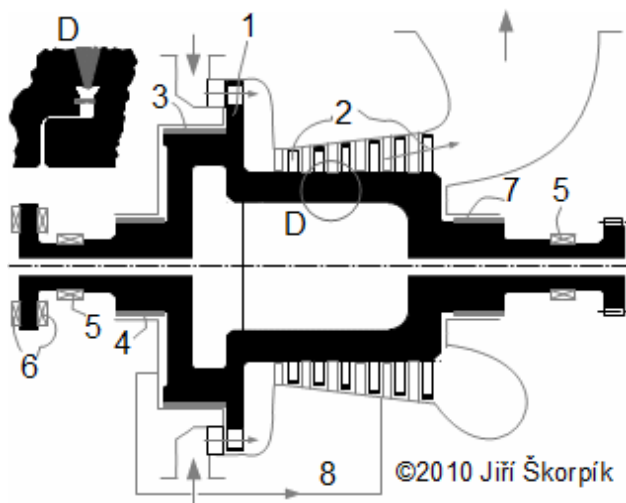
Rotory tepelných strojů jsou teplotně vysoce namáhané a to i cyklickou změnou teplot při startu a chladnutí po odstavení. Dobu nutnou k prohřátí neovlivňuje jen hmotnost a plocha rotoru, ale i jeho přesnost. Čím vyšší přesnost (menší mezery) ucpávek rotoru, tím rovnoměrnější musí být prohřívání v jejich okolí (což prohřívání zpomaluje), jinak by mohlo dojít k deformaci ucpávek paod.

U vícestupňových tepelných strojů se používají dvě základní koncepce rotorů a to bubnový rotor a diskový rotor. Polotovar bubnového rotoru, pokud nelze vyrobit z jednoho kusu výkovku, bývá vyroben ze dvou dutých svařených výkovek a nebo z několika svařených výkovek, které mají tvar prstence, viz *Obrázek 638*. Z montážních, servisních i odlehčovacích důvodů může být bubnový rotor tvořen z několika vzájemně sešroubovaných částí, např. [42, s. 30]. Výhodou svařovaného dutého rotoru není jen jeho nízká hmotnost, ale i rychleji se prohřívá, respektive ochlazuje a je možné na jednom rotoru kombinovat oceli s různými příměsí podle pracovní teploty na daném úseku rotoru.

Pro bubnové rotory je typické použití lopatek s vyšším stupněm reakce u jejich pat. Velké plochy mezi začátkem a koncem bubnového rotoru vyvozují také velké axiální síly. Tyto síly vznikají, protože na straně vyššího tlaku (vstup do turbíny) je i větší síla na čelní plochu bubnového rotoru, a na výstupu páry malý tlak – malá síla na čelní plochu rotoru, odtud plyne vysoké zatížení axiálních ložisek.

Diskový rotor je tvořen na sebe navazujícími disky (*Obrázek 349*). Tyto disky bývají k sobě přivařeny, nebo jsou

navlečeny s přesahem na centrální hřídeli a zajištěny perem. U malých turbín může být disk s lopatkami vyroben z jednoho kusu jak ukazuje příklad Lavalovy turbíny.



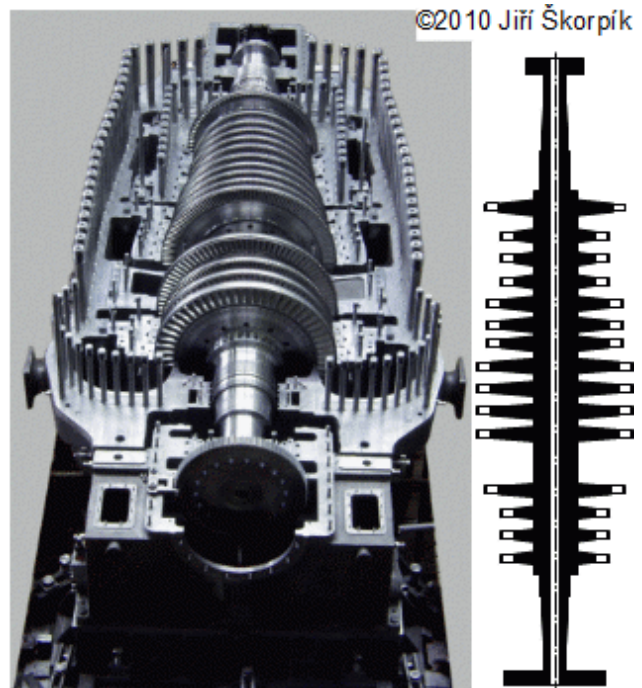
638 Zjednodušený řez svařovaným bubnovým rotorem parní turbíny (slabou čarou je naznačen obrys skříně)

1 disk rotorové řady lopatek regulačního stupně; **2** rotorové lopatky; **3, 4** vysokotlaké labyrintové ucpávky – část 3 rotoru se nazývá vyrovnávací buben, protože je na větším poloměru a díky zde vzniklé tlakové ztrátě působí na čelo "bubnu" menší tlak a tedy i menší síla na axiální ložisko; **5** plochy pro radiální ložiska; **6** plochy pro axiální ložiska; **7** nízkotlaké labyrintové ucpávky; **8** převod vysokotlaké páry z ucpávek zpět k lopatkování turbíny s odpovídajícím tlakem (lze odtud odebírat i zahlcovací páru, pokud se neodebírá z jiné části turbíny); **D** detail zámku pro svár bubnu – umožňuje kompenzaci rozměrové dilatace při svařování s plíškem pro zachycení kapiček okují, které by jinak vnikly do dutého prostoru rotoru, podle První Brněnské strojírně [42, s. 43]. Více o konstrukci těchto typů rotorů např. v [11], [12].

Konstrukční výhoda diskové koncepce je v malém průměru hřídele a tedy i malé obvodové rychlosti (to je důležité při konstrukci ložisek) a plochy v místě ucpávek hřídele. Nevýhodou je nutnost velmi malého stupeň reakce u paty lopatky jinak by na disky působila velká axiální síla od přetlaku mezi přední a zadní stranou disků. Diskové rotory mnohem nižší vlastní frekvence než bubnové rotory.

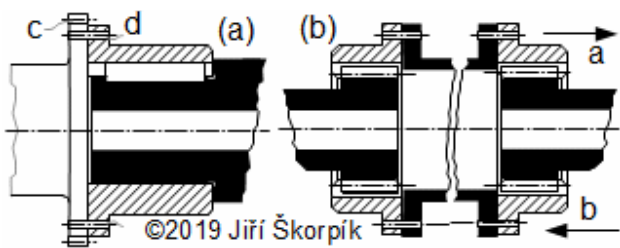
O výběru typu rotoru rozhoduje technologická základna výrobce, ale jsou i výrobci, kteří dokáží vyrobit oba typy

rotorů a to dokonce i jejich kombinace. Kombinovat bubnový a diskový typ rotoru se vyplatí například v případech, kdy poslední stupně mají výrazně větší průměr než stupně první. Kombinované rotory se také objevují u spalovacích turbín, kdy kompresorová část je bubnový typ a turbínová diskový typ.



349 Parní turbína s diskovým rotorem
Zdroj fotografie [5].

Při teplotních dilatacích rotoru dochází k prodloužení rotoru v řádech milimetrů až centimetrů. Rotor se prodlužuje od pevného bodu (disk axiálního ložiska) směr od něj, největší prodloužení je tedy v oblasti spojky, přesto se u vícetělesových soustrojí s generátorem používají pevné spojky (spojené rotory se chovají jako jeden rotor; viz konstrukce pevných spojek [17]). U soustrojí s potřebou zajistit individuální teplotní dilatace u jednotlivých rotorů se spojky konstruují tak, aby snesly příslušný axiální posuv. Nejčastěji se používá zubová spojka (*Obrázek 697, s. 10*). S rotorem se prodlužuje i skříň a celé a radiální ložisko včetně jeho kulisy (ta je spojena se skříní a je vedena ve smykovém vedení na ložiskovém stojanu).



697 Příklady spojek rotorů tepelných turbín
 (a) příklad pevné spojky s perem; (b) příklad zubové spojky, která umožňuje axiální pohyb rotoru a krátkodobou nesouost obou rotorů (zubové spojky bývají kombinované s trubkou, aby byly delší). **a** rotor se zahřívá a prodlužuje; **b** rotor se ochlazuje a zakracuje; **c** ozubení pro napojení protáčecího zařízení a olejového čerpadla; **d** šroubový spoj.

• • •

Ucpávky rotorů

Ucpávky zamezují sdílení pracovní tekutiny s okolím mezerou mezi rotorem a skříní stroje. Z pohledu konstrukce a funkce se rozdělují ucpávky na dotykové a bezdotykové.

• Dotykové ucpávky

V tomto případě je mezera mezi rotorem a skříní vyplněna, buď jedním nebo více kroužky, které jsou pevně spojeny se skříní. Základní předpoklad použití takové ucpávky je nízká obvodová rychlost. Její velikost závisí na materiálu povrchu rotoru a těsnícího kroužku, drsnosti jejich povrchu, stykového tlaku a to jak intenzivně se odvádí třecí výkon – dotykové ucpávky se obvykle musí intenzivně chladit (viz kapitola *Energetické bilance tření s. 16*) – dovolené obvodové rychlosti většinou nepřesahují $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, častěji ani $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Těsnost a životnost kroužků podstatně ovlivňuje konstrukce pouzdra s přitlačným mechanismem, které by mělo zajišťovat co nejrovnoměrnější rozložení stykového tlaku po celé ploše kroužku.

Těsnících kroužků bývá v jednom pouzdru ucpávky i několik a mezi nimi jsou komůrky, ve kterých probíhá i efekt škrcení, takže se postupně mezi jednotlivými kroužky snižuje tlak – tímto způsobem například fungují i pístní kroužky pístových strojů.

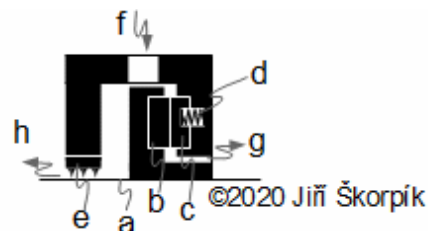
V případě kartáčových ucpávek jsou kroužky nahrazeny hustými řadami štěteček, které sice hůře těsním ale lépe odolávají deformacím a opotřebení.

Často bývá styková plocha dotykových ucpávek na bázi grafitu či teflonu.

• Plynová suchoběžná ucpávka a ostatní bezdotykové ucpávky

V současné době bezdotykovým ucpávkám dominují dva typy a to labyrintové ucpávky a suchoběžné plynové ucpávky. Princip a konstrukce labyrintové ucpávky jsou uvedeny v kapitole 37. Využití efektu škrcení v labyrintových ucpávkách, v tomto článku je proto blíže popsána pouze funkce a konstrukce suchoběžné plynové ucpávky. Mimo zmíněných dvou typů bezdotykových ucpávek ještě existují tzv. voštinové, které mají stejný princip jako labyrintové, ale komůrky jsou ve tvaru šestiúhelníků.

Základním principem suchoběžné plynové ucpávky je vytvoření velmi malé axiální mezery (v řádech mikrometrů) mezi dvěma kroužky ucpávky, přičemž jeden se otáčí společně s rotorem a druhý je spojen se skříní (Obrázek 236). Mezera mezi kroužky je zahlcena ucpávkovým plynem. Při klidu stroje je satorový kroužek přitlačován na čelo rotorového kroužku přitlačnými pružinami. Mezera mezi kroužky se vytvoří až po rozběhu stroje, strháváním plynu rotujícím kroužkem díky viskozitě zahlcovacího plynu, proto jsou na čelech kroužků velmi mělké drážky v řádu mikrometrů (Obrázek 1204), ze kterých je plyn do mezery vtlačěn. Nutno počítat, že jisté malé množství plynu uniká do pracovního prostoru (má o něco vyšší tlak než v pracovním prostoru) a taky do vnějšího (ventilačního prostoru). Ucpávkový plyn musí být extrémně čistý od prachu (vyžaduje desetimikronový nebo jemnější filtr [48]) obvykle se jedná o vzduch, pracovní plyn nebo o inertní plyn. Suchoběžné plynové ucpávky se vyznačují malým třením a nízkou ztrátou ucpávkového plynu.



236 Princip suchoběžné plynové ucpávky
a plocha hřídele; **b** rotující kroužek (zalisován v kulise); **c** přitlačný kroužek; **d** přitlačná pružina; **e** labyrintová ucpávka mezi pracovním prostorem stroje a ucpávkovým pouzdem; **f** vstup ucpávkového plynu; **g** část ucpávkového plynu unikající do ventilačních prostor (obvykle za ucpávkou bývá ložisko); **h** část ucpávkového plynu unikající do pracovních prostor.



1204 Pouzdro suchoběžné plynové ucpávky
 Suchá ucpávka je velmi přesný strojní díl a proto se dodává jako kompletní pouzdro určené k navlečení přímo na hřídel. Na obrázku je pouzdro suché ucpávky typu AURA™ americké společnosti John Crane, která jako první uvedla na trh suchoběžné plynové ucpávky [49]. Všimněte si drážek v rotujícím disku, v tomto případě se jedná o tvar drážek umožňující funkci ucpávky v obou směrech otáčení. Pouzdro obsahuje dva rotorující těsnící kroužky.

V současné době se suchoběžné plynové ucpávky prosazují kde to jen jde, a začínají se používat i u parních turbín.



Lopatky

Tato kapitola se zabývá konstrukčním provedením lopatek. O jejich tvarech pojednávají články [19. Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů](#) [20. Návrh radiálních a diagonálních stupňů lopatkových strojů](#).

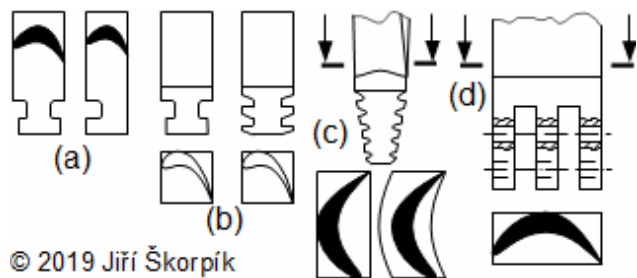
Lopatky se vyrábí z tažených polotovarů, obrobením výkovku, frézováním z hutních polotovarů a především oběžná kola radiálních stupňů tlakovým litím nebo z plastu. V kusové výrobě se objevují lopatky vyrobené 3D tiskem – tzv. aditivní výroba (například při renovacích spalovacích turbín [46]). Občas lopatky duté přímé vyrobené ohýbáním plechu, případně z dvou plachů svařených na nátokové a odtokové hraně lopatky. Lopatky na bázi keramiky jsou monokristalické. Kvůli změnám vlastností povrchů lopatek se uplatňuje navřování (to i při renovaci), navřování laserem či jiné druhy tepelné nebo chemické povrchové úpravy apod.

Lopatky se vyrábí v sériích pro jednotlivý typ. Protože objednání materiálu s požadovaným složením je časově náročné, vyrábí se v jednotlivé sérii vždy o něco více lopatek, než je potřeba, aby byly lopatky navíc v případě chyb při výrobě, montáži, převozu apod.

• Závěsy lopatek

Závěs lopatky. (Obrázek 953) fixuje lopatku v rotoru a zachycuje síly, které na ni působí od odstředivého zrychlení a proudu tekutiny (největší zatížení snese rozvidlený závěs, Obrázek 953(d)).

Závěs musí mít i dobrou tlumicí funkci. Menší vlastní frekvence mají závěsy, do kterých je integrován i mezerník, nebo dokonce na jednom velkém závěsu je integrováno několik lopatek (vyrobena z jednoho kusu nebo je několik lopatek i se závěsy k sobě svařeno apod.) [12].



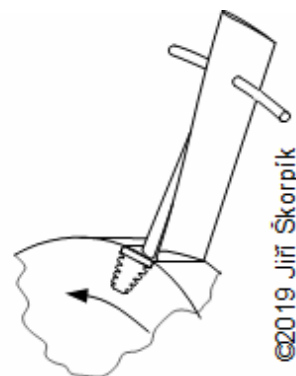
© 2019 Jiří Škorpík

953 Základní typy závěsů lopatek

(a) příklady tvarů závěsů lopatek běžných u tažených polotovarů; (b) T nožka a vícenásobné uchycení typická pro frézované profily (použití převážně do bubnových rotorů); (c) stromečkový závěs (tento typ a typ (c) se používají u diskových rotorů); (d) rozvidlené závěsy s kolíky. Lopatky se závěsem typu (a) a (b) se zasouvají do drážek rotoru tangenciálně tak, jak naznačuje obrázek v kapitole 11. Společné konstrukční znaky lopatkových strojů, lopatky se závěsem typu (c) se vsunují na disk axiálně. Výrobní dokumentaci závěsů lopatek naleznete v [12], [17].

• Bandáže a ostatní sekundární části lopatek

U delších lopatek už pro snížení frekvencí nestačí jen úprava závěsu, ale je nutné vyztužit profilovou mříž tlumičem vibrací. To se děje buď jedním nebo více tlumícími dráty (Obrázek 902), který prochází na určitém průměru lopatek nebo integrovaným tlumičem vibrací, jenž současně zabraňuje deformacím lopatky při vyšších otáčkách (podrobnější popis je v úvodu článku [19. Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů](#)). Obecně tlumicí prvky tlumí amplitudy a snižují frekvence a tím zvyšují spolehlivost lopatek – snižují pravděpodobnost nalomení lopatky.

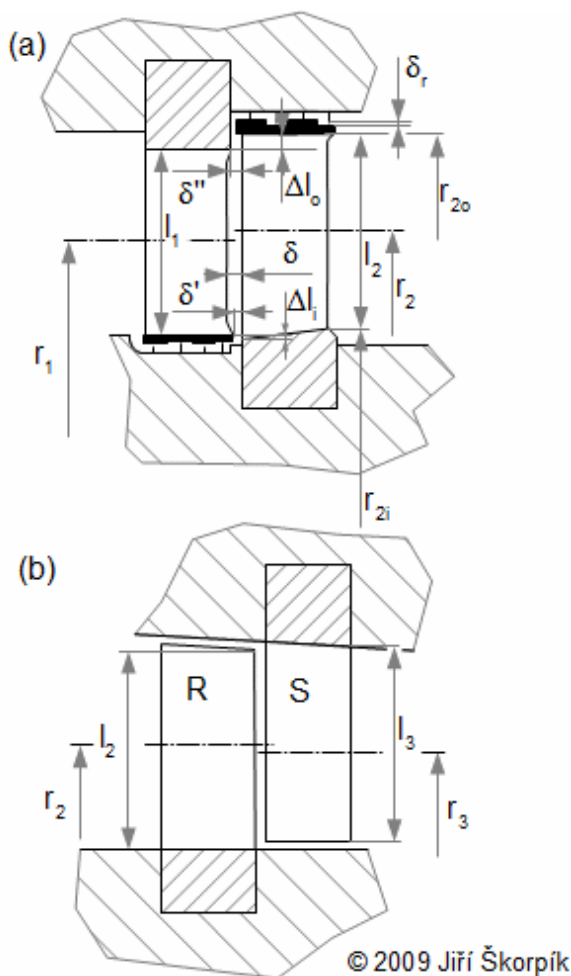


©2019 Jiří Škorpík

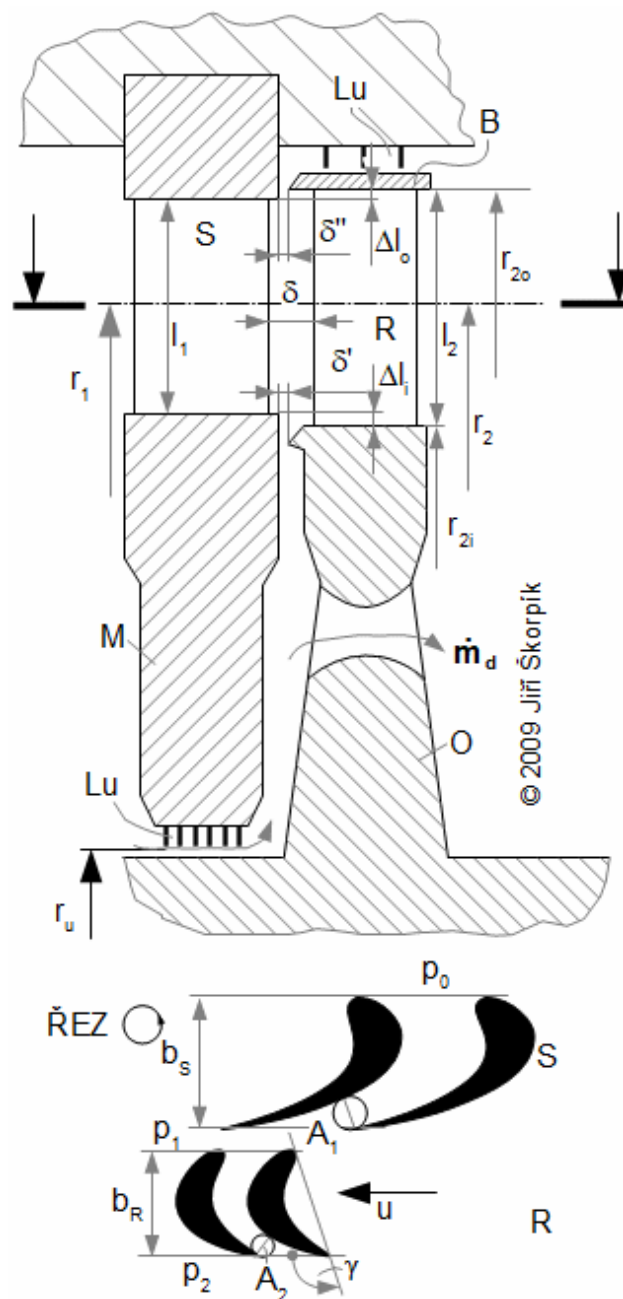
902 Aplikace tlumícího drátu

Otvory v lopatkách musí být řádně obrobeny a ošetřeny, aby nedocházelo k šíření trhlin.

Bandáže nejen snižují ztráty netěsnostmi stupně, ale také mají na flastní frekvence podobný vliv jako tlumící drát. Na druhou stranu bandáž lze instalovat pouze na lopatky dostatečné tloušťky profilu u špičky, tak aby úchyt bandáže měl dostatečný průřez schopný pevnostně obstát při působení odstředivých sil, viz *Obrázek 786* a *Obrázek 350*. Do bandáží lze také integrovat i vnitřní ucpávky stupně.



786 Příklady provedení konstrukce axiálního stupně (a) stupeň parní turbíny s bubnovým rotorem; (a) stupeň kompresoru – typický příklad kdy pro tenké profily lopatek nelze instalovat bandáž. **S** satorová řada lopatek; **R** rotorová řada lopatek; **l** [m] délka lopatky; **r** [m] poloměr; **δ** [m] tloušťky mezer. Význam indexů: **0** stav před satorovou řadou lopatek; **1** stav před rotorovou řadou lopatek; **2** stav za rotorovou řadou lopatek; **i** pata lopatky (vnitřní poloměr lopatky); **o** obvod; **u** ucpávka. Na obrázcích nejsou prokresleny závěsy.



350 Příklad provedení konstrukce axiálního stupně parní turbíny s diskovým rotorem

B bandáž; **M** mezistěna; **O** disk rotorové řady lopatek (disk oběžného kola); **Lu** labyrintová ucpávka. **p** [Pa] tlak; **m_u** [kg·s⁻¹] odvod pracovní tekutiny z mezery mezi disky; **b** [m] šířka lopatkových řad; **u** [m·s⁻¹] obvodová rychlost na daném poloměru; **γ** [°] úhel nastavení profilu v lopatkové mříži; **A** [m²] průtočná plocha lopatkového kanálu. Značení na obrázku vychází z [37, s. 92]. Na obrázku nejsou prokresleny závěsy.

• Šířka a pevnost lopatky

Odstředivá síla je funkcí otáček, přičemž maximální odstředivá síla, na kterou je lopatka počítána odpovídá havarijním

otáčkám jako při dimenzování rotorů. Prosté napětí v tahu u paty lopatky lze přibližně stanovit podle *Vzorce 139*. Toto napětí lze snížit použitím materiálu s nižší hustotou lopatky, například použitím titanových slitin či lopatky CMC materiálů apod. – samozřejmě to smysl jen tehdy pokud dovolené napětí v tahu nového materiálu je stejné nebo vyšší než u původního materiálu. V případě větších sérií se pevnost několika lopatek obvykle testuje na trhacím stroji [42, s. 39]. Při vyšších napětí je nutné brát v úvahu i prodloužení lopatky vlivem pružné deformace.

$$(a) \quad \sigma = \frac{\rho \cdot \omega^2 \int_{r_h}^{r_{h+1}} r \cdot A \cdot dr}{A_h} \quad (b) \quad \sigma = \frac{1}{2} \rho \cdot \omega^2 (2r_h \cdot l + l^2)$$

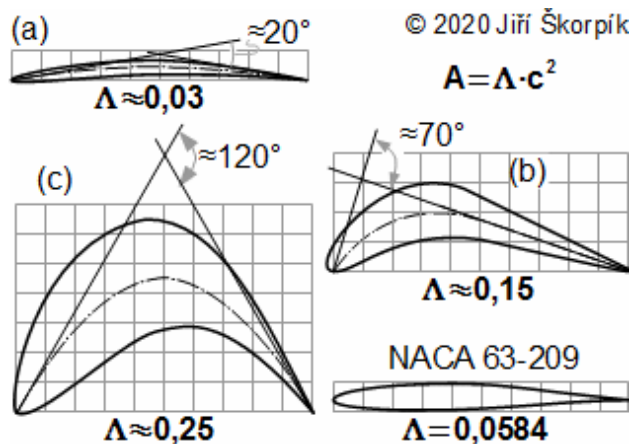
139 Napětí v tahu u paty lopatky

(a) obecný vzorec; (b) vzorec pro prizmatickou lopatku – lze použít i pro lopatku s proměnným průřezem profilu po výšce lopatky, ale v případě, že se její průřez postupně bude snižovat bude i maximální napětí u paty lopatky ve skutečnosti a naopak. σ [Pa] napětí v tahu; ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota materiálu lopatky; ω [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] úhlová rychlost otáčení kola; r_h [m] poloměr u paty lopatky; A [m^2] průřez profilu lopatky na vyšetřovaném poloměru; A_h [m^2] průřez profilu lopatky u její paty. Vzorec bere v úvahu pouze namáhání od odstředivé síly. Odvozeno pro konstantní hustotu materiálu lopatky v *Příloze 139*.

Jednotlivé průřezy profilu loptek jsou součástí jeho dokumentace. K orientačnímu výpočtu průřezu profilu lopatky můžete použít hodnoty měrných průřezů (plocha profilu v mm^2 , jestliže délka jeho tětiny by byla 1 mm) typických profilů uvedených na *Obrázku 1210*.

Při pevnostním výpočtu lopatky také kontrola odolnosti na otláčení stykových ploch v závěsech. V oblasti závěsu bývá často i větší napětí než v samotné lopatce a velikost potřebná velikost závěsů často určuje jak bude lopatková řada široká. U má-li závěs vícenásobné stykové plochy (například stromečkový, vícenásobný

závěs typu T...) nelze očekávat, že by bez zatížení byly všechny plochy namáhané stejně – musí nejdříve dojít k zatížení závěsů a pružné deformaci. Podrobnější pevnostní výpočet lopatky včetně zahrnutí vlivů sil do proudu pracovní tekutiny je proveden v [17].



1210 Měrné průřezy profilů lopatek

(a) měrný průřez tenké lopatky blízký stupňům tepelných turbín a turbokompresorů s malým prohnutím proudu (střední čára profilu kružnice); (b) měrný průřez lopatky blízký přetlakovým stupňům tepelných turbín se stupněm reakce $0,5$ (střední čára profilu kružnice a přímka); (c) měrný průřez lopatky blízký rovnotlakým stupňům tepelných turbín (střední čára profilu parabola). A [mm^2] skutečný průřez profilu lopatky; Λ [mm^2] průřez profilu při délce tětiny 1 mm ; c [mm] délka tětiny.

Populárně naučnou formou o výrobě a hodnotách namáhání lopatek prvních proudových motorů pojednává publikace [43, s. 75-76, 158-159].

• Vliv teploty na konstrukci lopatek

U prvních stupňů tepelných turbín, zejména pak u spalovacích turbín, vysoká jakost materiálu lopatek a úprava jejich povrchu nestačí k zaručení pevnosti i při vysokých teplotách pracovního plynu a je nutné lopatky aktivně chladit. Aktivním chlazením je myšleno chlazení například závěsů lopatek, chlazení celé lopatky protkané chladícími kanálky (*Obrázek 682*) nebo chlazení filmem studeného plynu, který je drobnými otvory na

přetlakové i sací straně vháněn do mezní vrstvy kolem lopatky apod. Jako chladící médium se používá vzduch (spalovací turbíny) nebo v případě parních turbín voda [53, s. 931].



682 Lopatky spalovací turbíny řady MS5002 od GE s chladicími kanály

Vzduch pro chlazení lopatek se odebírá v některé části kompresoru (pro první stupně expanzní části turbíny za posledním stupněm kompresoru). Kanálky chladícího vzduchu ústí na povrchu lopatky do proudu expandujících spalín. Povrch lopatek musí být ošetřen ze strany chlazení korozivzdornou vrstvou. Obrázek z [54].

Některé zajímavé koncepty chlazení lopatek z ranných dob vývoje spalovacích turbín, které se ovšem neosvědčily jsou uvedeny v [43, s. 221].



Úvod do teorie tření

Pohyb dvou součástí po sobě znamená vždy vznik tření, které vzniká při styku dvou látek pohybujících se různou rychlostí, například povrch závitu šroub se tře o povrch závitu matice; povrch otáčejícího se hřídele v ložisku se tře o mazací kapalinu apod. Plocha styku dvou látek se nazývá styková plocha. Podle Newtonova prvního pohybového zákona třecí síla musí postupně pohyb součástí zpomalovat pokud na tyto tělesa nepůsobí síla stejně velká jako třecí ale opačná.

Nejen v lopatkových strojích rozlišujeme tření v důsledku proudění tzv. aerodynamické a tření, které vzniká v důsledku rozdílných rychlostí pohybujících se ploch (trnění v ložiscích, ventilační ztráty apod). Tato kapitola je zaměřena na druhý případ, o aerodynamickém tření se můžete dočíst zejména v kapitolách 16. Základy aerodynamiky profilů lopatek a lopatkových mříží, 38. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny.

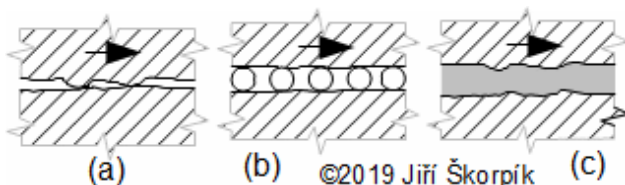
Tření není jenom problém sil působících na pohybující se součásti, ale i problém ztráty pohybové energie těles v důsledku vzniku třecího tepla, které ovlivňuje funkci tohoto uložení. Navíc při tření dochází často i k opotřebení povrchů stykových součástí a k fyzikálním změnám na těchto površích včetně změn tvaru a rozměru součástí. Tření je tam, kde neslouží k přenosu sil (brzdy, šrouby a matice..) nežádoucím jevem, jehož vliv se snažíme omezit, přičemž se hledají optimální opatření pro jeho potlačení mezi náklady a spolehlivosti zařízení [2].

• Druhy tření a nosný podíl

V technické praxi je možné se setkat se třením smykovým a valivým, oba druhy tření mohou probíhat za sucha i za mazání pomocí mazací tekutiny (mazivo), která vyplňuje mezeru mezi třecími plochami,

Obrázek 449. Tyto typy tření se mohou vyskytovat v kombinacích, jako například valivé a smykové v ozubeném soukolí apod. nebo se kombinuje tření suché a tekutinové při nedostatku maziva v mezeře (na kombinované tření jsou citlivější maziva s vysokou přilnavostí k materiálu stykových ploch, tedy maziva obsahující molekuly s výraznou polaritou chemické vazby).

Při suchém smykovém tření vzniká třecí síla, která může mít dvě příčiny. Ta první je způsobena drsností povrchu (výčnělky), které zaklesávají do prohlubní v protilehlé stykové ploše **Obrázek 449(a)**. Druhou příčinou vzniku tření je působení volných molekulárních sil. Ty mají vliv zhruba do vzdálenosti nejvýše několika *10tek nm* [2, s. 18] – tento vliv převažuje se zvyšující se hladkostí stykových ploch. Pokud při tření se stykové plochy přiblíží na tyto malé vzdálenosti, pak volné mezimolekulové síly vytváří silové můstky, které způsobují vznik studených svarů a velmi vysoké opotřebení třecích ploch. Poměr celé stykové plochy ku skutečné ploše při styku protilehlých ploch se nazývá nosný podíl.



449 Obecné případy tření mezi dvěma povrchy (a) smykové suché; (b) valivé suché; (c) smykové tekutinové.

Při valivém suchém tření vznikají také oba mechanismy vzniku třecích sil jako u tření suchém smykovém, ale na daleko menší ploše a jen po velmi krátkou dobu.

Při dokonalém tekutinovém tření, jsou obě stykové plochy od sebe odděleny mazací tekutinou, ve které vzniká tření. Obvykle od mazací tekutiny očekáváme dobrou smáčivost stykových ploch, nesmí je mechanicky ani chemicky poškozovat, musí mít malé vnitřní tření (viskozitu),

jistou únosnost, mechanickou a chemickou stálost a zároveň i pro danou aplikaci musí být ekonomicky dostupná.

Dále se vyskytují kombinace suchého a tekutinového tření – tření mezní a tření smíšené. Mezní tření vzniká při malé únosnosti maziva a mazivo od sebe nedokáže oddělit stykové plochy, ale v blízkosti stykových ploch (*cca 1 μm*) vzniká vrstva silně polárních molekul, která zvyšuje únosnost maziva, ale nedokáže zamezit styku ploch, dokáže však zamezit vzniku studeného svaru. Smíšené tření je přechodem mezi třením mezním a čistě tekutinovým a od toho se odvíjejí i jeho vlastnosti, které jsou blíže převažujícímu char. jednotlivých tření.

• Energetické bilance tření

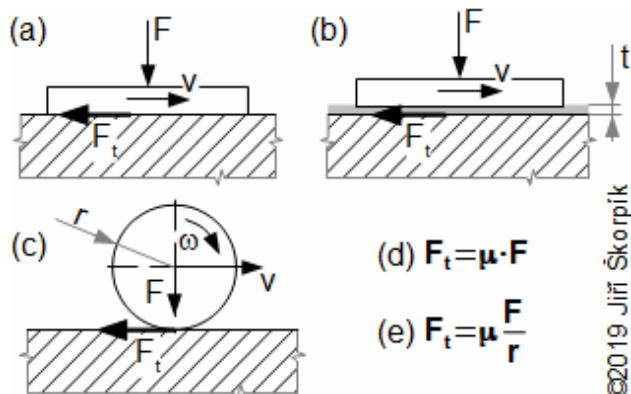
Energetická bilance tření představuje soubor vztahů pro výpočet energetické náročnosti pohybu součástí, které omezuje tření. Energie zmařená při tření (transformuje se na teplo) snižuje výkony, respektive příkony strojů ve formě třecího výkonu mechanismu nebo ventilační ztráty v případě tření pohybujících se ploch o pracovní tekutinu. Třecí výkon je výkon, který je nutné vynakládat, aby se pohyb stroje nezastavil v důsledku tření. Třecí výkon je součin třecí síly a vzájemného posunu za jednotku času, *Vzorec 779*. Obvykle stroj obsahuje více třecích ploch (například ložisek apod.), respektive pohyblivých spojů, potom součet třecích výkonů jednotlivých spojů představuje výkon, který je zmařen v důsledku tření.

$$P_t = F_t \frac{\Delta l}{\Delta \tau} = F_t \cdot v$$

779 Třecí výkon při stálé rychlosti třecích ploch

P_t [W] třecí výkon; F_t [N] třecí síla; v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost vzájemného pohybu; Δl [m] vzájemný posun ploch; $\Delta \tau$; [s] doba jakou probíhá vzájemný posun ploch.

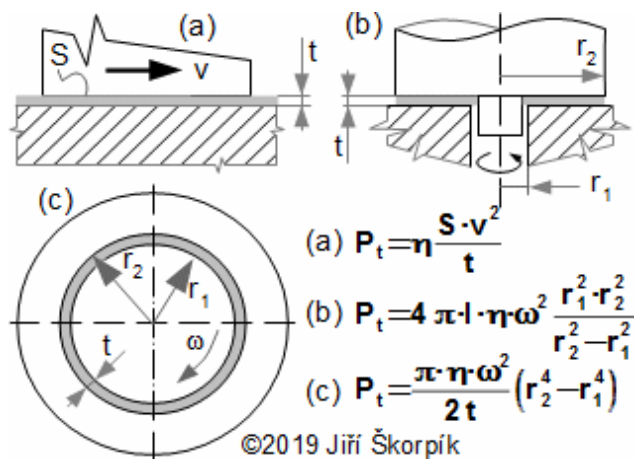
Třecí síla F_t se stanoví ze síly působící kolmo na třecí plochu a součinitele tření stykové plochy podle empirických *Vzorců 987*, které sestavil Newton.



987 Vznik třecí síly a její výpočet

(a) situace při suchém smykovém tření; (b) situace pro tekutinové smykové tření; (c) situace pro suché valivé tření; (d) rovnice pro výpočet třecí síly při smykovém tření (jak pro suché tak tekutinové); (e) rovnice pro výpočet třecí síly při valivém tření. F [N] síla působící na stykovou plochu; t šířka mazací mezery; r [m] poloměr otáčení; ω [rad·s⁻¹] úhlová rychlost; μ [-] součinitel tření.

Součinitele tření μ je funkcí druhu tření, drsnosti povrchu, materiálu povrchu a druhu tekutiny a její teploty. Velikost součinitele tření se určuje pro většinu případů experimentálně pomocí tribometru. Ve strojírenství je běžná hodnota součinitele pro suché tření 0,2 až 0,5 (pro stykové plochy vyplněné plyny, párami, kysličníky kovů apod.) jinak i vyšší [2, s. 21] (pro běžné povrchy je tabelizována např. v [1]). U valivého tření se pohybuje μ v rozmezí 0,001 až 0,01, což platí pro suché tření, ale dodatečné mazání příliš tyto hodnoty neovlivňuje. Pro tekutinové tření je součinitel tření závislý na vnitřním tření v mazací tekutině, a jeho hodnoty se pohybují v rozmezí 0,000 1 až 0,05 a pro některé případy, kdy pracovní tekutina je Newtonská tekutina lze stanovit třecí výkon výpočtem, pomocí definice viskozity a Navier-Stokesovy rovnice, protože víme, že v takovém případě je deformace tekutiny v mezeře lineární, viz *Vzorci 991(a, b, c)*.



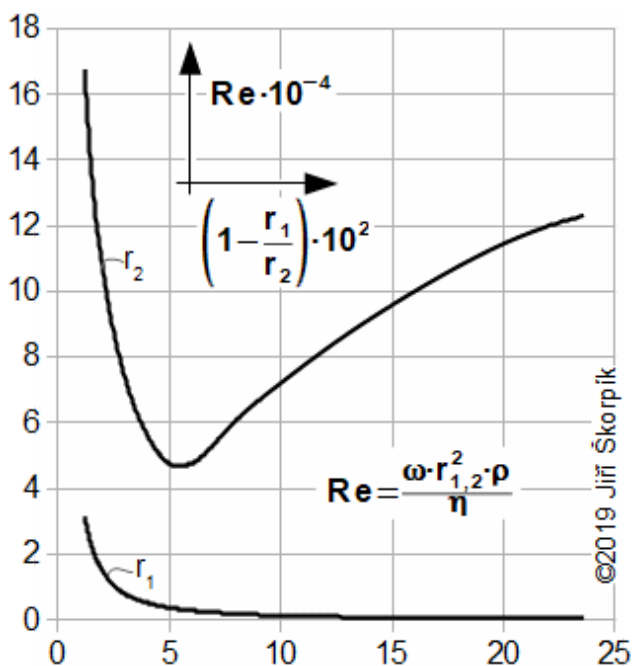
991 Třecí výkon při tekutinovém tření

(a) tření mezi dvěma deskami ve vzájemném pohybu; (b) tření plochy disku při rotaci; (c) tření na povrchu válce při rotaci (vzorec platí i pro výpočet případu, kdy válec stojí a otáčí se prstenec) – tangenciální pohyb tekutiny. η [Pa·s] viskozita tekutiny v mezeře; l [m] délka válce. V lopatkových strojích se v případech (b), (c) častěji používá pojem ventilační výkon, respektive ventilační ztráta. Vzorce neberou v úvahu vliv dějů na okrajích. Odvozeno pro nestlačitelnou tekutinu a laminární pohyb tekutiny v *Příloze 991*, s. 38.

Měrný třecí výkon (třecí výkon připadající na jednotku plochy) nemusí být po celé stykové ploše stejný, např. po obvodu hřídele otáčející se v ložisku, kde se mění tloušťka mazací vrstvy bude jiný třecí výkon ve spodní oblasti ložiska než v té vrchní (viz kapitola Ložiska níže) apod. Třecí výkon i průběhu chodu stroje se mohou měnit tak, jak se mění rychlost chodu a především při rozběhu kdy se můžeme dokonce měnit i druh tření viz graf změny součinitele tření při rozběhu hřídele [2, s. 22]. Podobný případ je i přímočarý vratný pohyb, například písní soustavy, šoupátek, rozběh doběh strojů, ozubených kol a pod.

Platnost uvedených vzorců je omezena pouze na laminární pohyb, respektive jen do určitého kritického Reynoldsova čísla, kdy pohyb tekutiny bude přecházet z laminárního do turbulentního. Hranice použití *Vzorci 991b*, respektive průběhy kritických Reynoldsových čísel tohoto případu tření jsou ukázány na *Obrázku 649*, s. 18. Co se týká platnosti

Vzorce 991c, tak přesnější vzorec pro výpočet ventilace disku lopatkových strojů je uveden například v [41, s. 301].



649 Kritické Reynoldsovo číslo tangenciálního pohybu tekutiny v meziválcové mezeře

r_1 kritické Reynoldsovo číslo v případě, že se otáčí vnitřní válec; r_2 kritické Reynoldsovo číslo v případě, že se otáčí vnější prstencem. Re [-] Reynoldsovo číslo. Velké rozdíly mezi stabilitou pohybu tekutiny v mezeře při otáčení válce a prstence jsou dány působením odstředivého zrychlení. Při otáčení prstence má odstředivé zrychlení stabilizující efekt, při otáčení válce naopak zvyšuje nestabilitu. Zdroj dat [36, s. 111].

Třecí teplo musí být v množství v jakém se vytváří z třecích ploch odváděno při vhodném teplotním gradientu, při kterém ještě nedojde k poškození součástí, kterých se tření týká, např. zvětšení vůlí v ložiscích, degradace maziva apod. V případě mazacích okruhů se třecí teplo odvádí pomocí maziva, které cirkuluje mezi třecími plochami a mazacím systémem s chladiči. V případě, že mazivo necirkuluje, ale je stále uzavřeno v mazací mezeře nebo se jedná o suché tření je nutné třecí teplo odvádět přes součásti mimo exponované místo.

Tekutina v mezeře může navíc proudit v důsledku rozdílu tlaku mezi okraji mezer.

Například v případě rotujícího hřídele prostupující skříní tekutina nekoná v mezeře mezi skříní a hřídelí pouze pohyb tangenciální, ale také proudí ve směru axiálním. Toto proudění vzniká v důsledku rozdílu tlaku uvnitř skříně a okolí. V tomto případě tedy i vnitřní tření v tekutině, který je vyvolán změnou tlaku. Celkově se tedy tekutina ohřívá o třecí výkon od pohybu ploch a ztrátového výkonu od vnitřního tření, viz Úloha 1024.

Úloha 1024

Vypočítejte o kolik stupňů Celsia se ohřeje vzduch, který proudí mezerou mezi rotujícím válcem a prstencem v axiálním směru. Průměr válce je 350 mm, průměr prstence je 357 mm, délka válce je 80 mm a jeho otáčky jsou 1 500 min^{-1} . Rozdíl tlaků v axiálním směru je 20 Pa. Řešení úlohy je v Příloze 1024, s. 42.

• • •

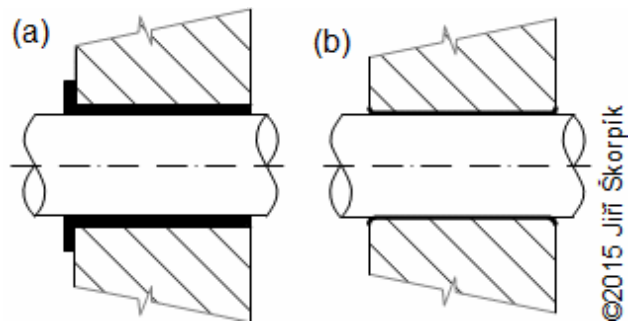
Obecné konstrukční požadavky na smyková vedení a kluzná ložiska

Plochy suchých i kluzných vedení musí být hladké a veškeré hrany musí být vyhlazené. Velikost stykových plochy musí být taková, aby stykový tlak odpovídal požadavkům na správný chod daného vedení.

• Suchá vedení

Takové vedení je většinou kombinací tvrdého a měkkého povrchu. Tvrdý povrch musí být velmi hladký s drsností obvykle pod $0,4 Ra$. Tvrdosti povrchu se obvykle dosahuje jeho chemicko tepelnou úpravou. Měkká část uložení je nejčastěji kombinace plastu či velmi měkkého neželezného kovu (přehled nejdůležitějších kluzných kovových i nekovových materiálů je uveden v [3, Příloha 2,3]). Pohyblivá část bývá součástí s tvrdším povrchem. Měkká část je obvykle konstruována jako vložka nebo jako povlak na tvrdším kovu, viz *Obrázek 119*. Kluzná vedení s velmi malou rychlostí a frekvencí pohybu – vznikající například v důsledku teplotních dilatací (třeba při spouštění a odstavení tepelných strojů, ke kterému dochází pouze několikrát za rok) – se nemusí konstruovat kombinací tvrdého a měkkého materiálu, mohou po sobě klouzat dva tvrdé povrchu ocel/ocel, litina litina apod, bez výrazných dopadů na životnost stroje nebo třecí výkon (příklad *Obrázek 550*, s. 23).

Jako kluzná vrstva podle *Obrázku 119(b)* se dnes nejmasověji používá plastů. Způsoby nanášení vrstev je mechanicko-teplotní a chemický. Při mechanicko-teplotním se provádí velmi tenký nástřik (cca do $40 \mu m$) kluzného povrchu, který ohřevem na přesně určenou teplotu přilne k základnímu materiálu a k sobě navzájem.



119 Příklady provedení suchých kluzných vedení a ložisek

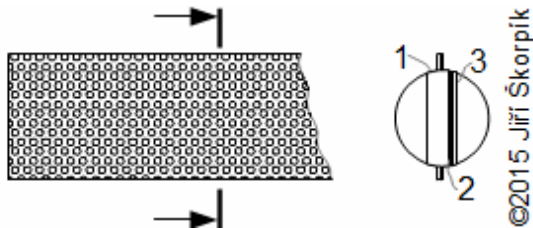
(b) řešení pomocí vložky s kluzným materiálem; **(b)** řešení pomocí tenké vrstvy kluzného materiálu. Řešení *(a)* je levné, lze vložku měnit, menší těsnost uložení. Řešení *(b)* se uplatňuje u atypických tvarů, větší těsnost a přesnost uložení, nevýhodou je složitější technologický postup výroby. Obě řešení se nepoužívají pouze při posuvném pohybu vnitřního čepu, ale i pro rotační pohyb jako ložiska.

V případě teflonových povrchů není kluzný materiál schopen přilnout k hladkým povrchům a proto je nutné základní materiál zdrsnit, například pískováním. Nevýhodou je, že takto vznikne sice kluzný povrch ale s velkou drsností a malou reálnou styčnou plochou. Proto se doplňuje mazivem, a nebo pokud se jedná o přesnou a drahou součást, tak se tenký poteflonovaný povrch zabrušuje na nižší drsnost. Teflonovou vrstvu lze na základní materiál i přilepit – za tímto účelem se používají plastové pásy, které jsou schopny přilnout k základnímu materiálu i teflonu (povrch teflonu musí chemicky aktivovat). Lepení se často provádí lepidly na bázi pryskyřice. Vhodné kluzné rychlosti teflonu jsou obvykle do $3 m \cdot s^{-1}$, ale to platí i pro většinu plastů.

Suchá kluzná vedení a ložiska jsou vhodná do procesů s požadavkem na vysokou čistotu. Dokáží pracovat i se značnou vůlí, pokud to neovlivní funkci stroje, ale také naopak se značnou přesností. Nevýhodou je nebezpečí přehřátí při nenávrhovém režimu a opotřebení (chladit lze uzavřeným okruhem přes pouzdro uložení nebo otevřeným oběhem, například stříkáním oleje na pístní tyč nedaleko uložení apod).

• Kluzná vedení

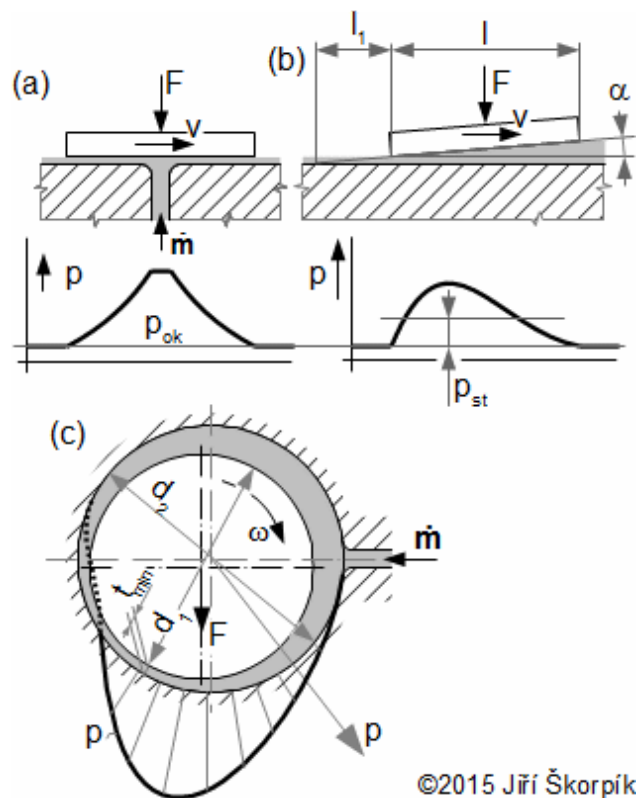
Primárním problémem tekutinových vedení není dosažení co nejmenšího třecí výkonu, ale oddělit obě stykové plochy od sebe, tak aby při jejich vzájemném pohybu nedocházelo k jejich opotřebení a tyto plochy měly vysokou životnost (i když to s třecím výkonem souvisí). Při konstruování třecích vedení se ptáme na jejich únosnost vedení, respektive ložiska tj. jaký tlak snese bez poškození. Tento tlak musí mít i případná mazací tekutina v mezeře, potom je vyloučena poruchovost kluzného vedení a jeho opotřebení [2, s. 18]. Soudržnost mazací tekutiny lze podpořit zvětšením stykových ploch nebo vytvořením mazacích drážek a kapes (Obrázek 672), pomocí kterých se stykové plochy budou moci smáčet v oleji.



1075 Deska s PTFE povlakem a kapsami pro mazivo
1 tvrdá (ocelová deska); **2** spojovací povrch (drsný povrch pro nanesení PTFE vrstvy); **3** PTFE vrstva. Konstrukční zásady drážek smykadel jsou uvedeny v [2], kde je i orientační tabulky spotřeby oleje pro tento druh kluzného vedení.

Dovolený stykový tlak u tohoto "volného mazání" bývá $0,2-0,3 \text{ MPa}$ (litiny), až $0,5 \text{ MPa}$ (plastické hmoty, měkké kovy), u teflonových povrchů mazaných až 1 MPa . Volná mazací vrstva se využívá i při mazání pístů, pístních tyčí a pod. více například v [2], [7].

Jestliže jsou síly působící na maznou vrstvu tak velké, že soudržnost kapaliny není schopna tuto sílu unést, pak je nutné potřebný tlak v mazací tekutině vyvolat, buď vytvořením hydrostatické mazací vrstvy nebo vytvořením hydrodynamické mazací vrstvy, Obrázek 672.



©2015 Jiří Škorpík

672 Principy hydrostatického a hydrodynamického mazání

\dot{m} [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] hmotnostní průtok maziva do mazací mezery; α [rad] úhel hydrodynamického mazacího klínu; t_{\min} [m] nejmenší tloušťka mazací vrstvy; d_1 [m] průměr čepu; d_2 [m] průměr ložiskové pánve; p_{ok} [Pa] tlak okolí; p_{st} [Pa] střední přetlak hydrodynamického klínu; l [m] délky.

Nevýhodou hydrostatická a hydrodynamická mazací vrstva má relativně velkou tloušťku a může pružit, což u velmi přesných uložení může být problém a hydrodynamického mazání navíc mezní mazání při nízkých rychlostech zejména při startu stroje.

Tlak v hydrostatické mazací vrstvě se vytváří vysokotlakým čerpadlem olejem či kompresorem je-li mazivem plyn. Hydrostatické mazací systémy mají relativně vysoký průtok – nesutálý odtok maziva z vrstvy.

Hydrodynamické mazání vzniká až při pohybu stykových ploch, které nejsou rovnoběžné, nejlépe je-li jedna nakloněna vůči druhé. Teoreticky se jedná o laminární proudění kapaliny v klínové mezeře, které je relativně dobře popsitelné, viz Vzorec 639. Tyto podmínky může splňovat i

rotující hřídel v díře s přesně definovanou vůlí zaplněné mazivem tzv. kluzné hydrodynamické ložisko *Obrázek 672(c)* (rychlost uděluje mazivu otáčející se hřídel). Nevýhodou je vysoké tření a opotřebení při nízkých rychlostech pohybu, např. nižších otáčkách než jmenovitých nebo při rozběhu a doběhu (mezní rychlosti se pohybují pod $0,2$ až $0,5$ $m \cdot s^{-1}$ při vysokých styčných tlacích klidně i 2 $m \cdot s^{-1}$).

$$p_{st} = \frac{6 \cdot \eta v}{\alpha^2} \left(\frac{\ln \frac{l_1}{l+l_1}}{1} - \frac{2}{2l_1+l} \right)$$

639 střední přetlak hydrodynamického klínu odvození vzorce například v [8, s. 190].

Mazané kluzné vedení je nutné provozovat tak, aby mazivo nekontaminovalo okolí, pokud je to podmínkou (například výtok maziva podél hřídele lopatkového stroje až do skříně).

• • •

Kluzná ložiska

Materiálem čepu (u radiálního ložiska), nebo disku (axiální ložisko) kluzného ložiska bývá ocel nebo ocel povrchově upravená například kalením, nitridací apod. Její povrch je broušen přibližně na drsnost nižší než $0,8 Ra$, ale ve vyjimečných případech i vyšší. Materiál povrchu protikusu ložiska je mnohem měkčí (doporučené materiály viz [2, s. 112-116]). Sledují se vlastnosti jako nouzové vlastnosti, zatížitelnost v oblasti mezního tření, odolnost proti rázům, protiúnavové vlastnosti, protikorozní vlastnosti, maximální provozní teploty, teplotní roztažnost a cena. Reálný třecí výkon radiálních kluzných ložisek, lze stanovit podle metodiky popsané v [12, Příloha 36].

• Radiální kluzná ložiska

Obecné zásady pro návrh hydrodynamického radiálního ložiska je malá vůle ložiska, malá drsnost a vysoký poměr obvodové rychlosti čepu a tlaku. Pro základní výpočet sloužící k výběru radiálního ložiska lze použít různé zjednodušené postupy výpočtu uvedené například v [2] nebo v [7, s. 242], viz také *Rovnice 990*, s. 22. Přesný výpočet lze provést podle metodiky popsané v [3], při výpočtu radiálních kluzných ložisek pístových motorů lze postupovat podle [7, s. 227].

Už ze *Rovnic 990*, s. 22 vyplívá velký vliv drsnosti stykových ploch, která ovlivňuje tloušťku olejové vrstvy a také opotřebení při mezním tření. Čím menší drsnost, tím lze očekávat menší opotřebení, protože se tím zvyšuje nosný podíl, např. drsnosti $0,16 \dots 0,6 Ra$ je nosný podíl 80% , ale pro drsnost $1 \dots 4 Ra$ už jen 40% [2, s. 121]. Rozhodně kvůli velké drsnosti by neměla být minimální mazací tloušťka t_{min} větší jak poloviční hodnota ložiskové vůle (*Rovnice 992*), protože to zvyšuje

ztráty třením v mazivu [2, s. 117] a také velké změnu vůlí při změně otáček a vlastností maziva.

$$(1) \quad t_i; t_{\max}; \xi + \Xi + \Delta y + \delta_{\max} < t_{\min}; d_1; d_2; n; F; l$$

$$(2) \quad t_e; \psi = \frac{d_2 - d_1}{d_1}; P_t; \dot{m}$$

$$\eta = \frac{2}{3} 10^{-8} \frac{1}{\pi d_1^2 l \cdot n} F$$

990 Vstupní a výstupní parametry výpočtu kluzného radiálního ložiska

(1) vstupy; (2) výstupy. t_i [°C] teplota maziva na vstupu; t_{\max} [°C] nejvyšší dovolená teplota maziva; ξ [m] drsnost povrchu čepu; Ξ [m] drsnost povrchu ložiskové pánve; Δy [m] deformace ploch čepu a ložiskové pánve v oblasti nejmenší tloušťky mazací vrstvy v důsledku zatížení a teplotní roztažnosti; δ_{\max} maximální rozměr nečistot v mazivu; l [m] délka ložiskové pánve; t_e [°C] teplota maziva na výstupu z třecích ploch; ψ [-] poměrná ložisková vůle (lze přibližně stanovit z [2, s. 119-120]); η [Pa·s] Potřebná minimální viskozita pro dané otáčky (vzorec je přibližně platný pro velikost ložisek $l \cdot d^{-1} = 0,5$ až $1,5$ [2, s. 117]).

$$\xi + \Xi + \Delta y < t_{\min} \leq 0,25(d_2 - d_1)$$

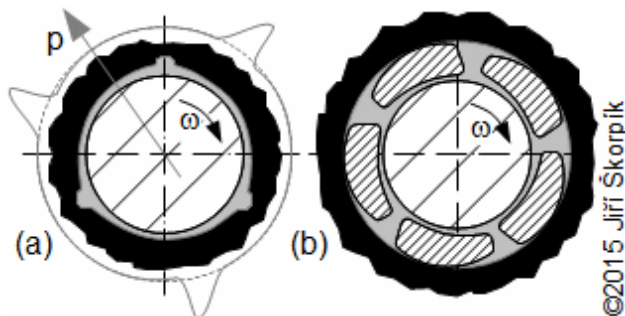
992 Doporučená velikost minimální tloušťky mazací vrstvy radiálního ložiska

Délka ložiskové pánve je omezena ohybem ložiskového čepu. Čím je čep delší, tím více se prohýbá, což vede na nerovnoměrné rozložení tlaku podél čepu. Obvyklý poměr $l \cdot d^{-1} = 0,3$ až 1 [2, s. 120].

Ve většině případů je kluzné ložisko schopné hydrodynamický klín vytvořit, problém je dostat do klínu dostatečné množství oleje. Při větší spotřebě je nutné do ložiska olej přivádět čerpadlem pod tlakem (a nestačí ani udržovat ložisko v olejové lázni, protože nestačí olej přitékat do míst, kde klín nasává olej). Z toho důvodu je výpočet spotřeby oleje m asi nejnáročnější úkon na výpočtu.

Mezní obvodové rychlosti radiálního ložiska se pohybují přibližně od $0,2$ až $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Při vyšších rychlostech se zvyšuje ložisková vůle, chvění čepu a

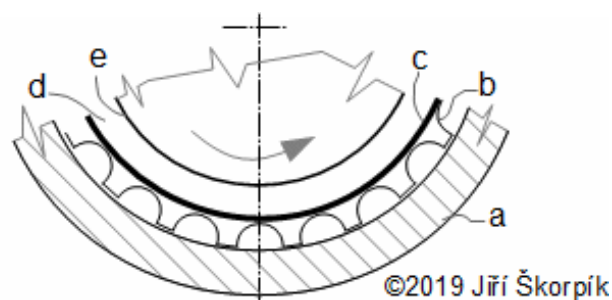
tření. Pro zamezení těchto negativ se rychlootáčkové hřídele ukládají do víceplochých ložisek. Principem těchto ložisek je vytvořit po obvodu čepu několik lokálních mazacích klínů (maximálních tlaků), tím dojde k rozložení zatížení, snížení vůle i ke stabilizaci chodu ložiska, *Obrázek 1063*.



1063 Princip víceplochého ložiska

(a) rozložení tlaku v ložisku se třemi klínovými plochami; (b) segmentové ložisko, v tomto případě čtyřsegmentové se čtyřmi hydrodynamickými klíny (vlivem naklápění je vhodnější pro větší rozsah otáček). V případě segmentového ložiska lze jednotlivé segmenty naklápět do nejvhodnějších úhlů, tak aby v ložisku vznikaly co nejmenší tření při co nejstabilnějším provozu.

Jako maziva hydrostatických ložisek se používají jak oleje tak i plyny (*Obrázek 1062*)

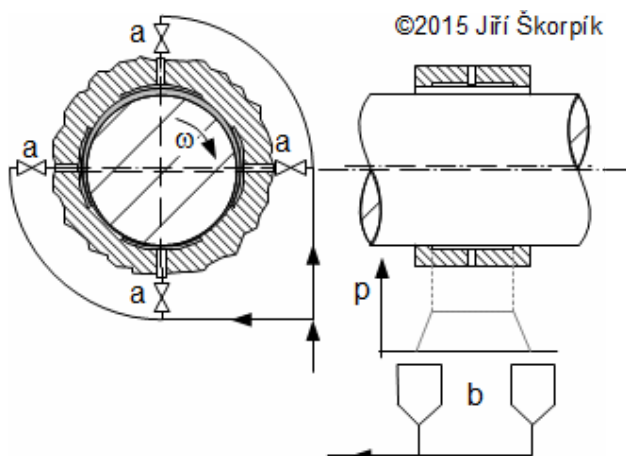


1062 Vzduchem mazané hydrodynamické ložisko turbodmychadla

a kulisa ložiska; b pružná podpěrná konstrukce; c lože s ušlechtilým povrchem se zvýšenou odolností proti opotřebení; d vzduchová mezera; e hřídel s ušlechtilým povrchem. Konstrukce podle [44].

U hydrostatického radiálního ložiska je důležité vyvážené rozložení tlaku po celé pánvi pomocí několika vstupů s vlastní regulací tlaku a vysoká čistota oleje (vyšší než u hydrodynamického mazání), *Obrázek 718*. Hydrostatická ložiska se

používají i pro velmi vysoké obvodové rychlosti, kdy mazivem může být i plyn, čímž se snižuje vnitřní tření v mazivu. Velkým omezením plynového vzduchového ložiska je ale přetlak, který může být kolem $0,05$ až $0,2$ MPa (čím vyšší otáčky, tím nižší tlak, např. při $100\,000\text{ min}^{-1}$ je přetlak $0,05$ MPa). V některých aplikacích (například potravinářských) se místo oleje v hydrostatickém ložisku voda [2, s. 136].

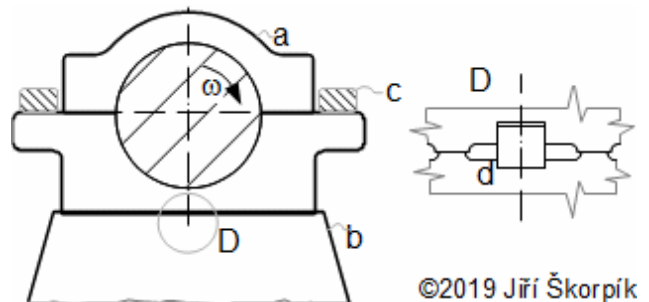


718 Schéma hydrostatického ložiska
a reduktory tlaku; **b** jímky pro sběr oleje; **p** [Pa] tlak oleje v páni ložiska. Kresba zachycuje ložisko při začátku tlakování – hřídel se zvedá.

Hydrostatická a hydrodynamická ložiska se i kombinují. Například u strojů s velkou hmotností rotorů se při startu a doběhu spouští hydrostatické ložisko, přičemž během provozu na jmenovitých otáčkách převezme zatížení hydrodynamický klín a vysokotlaký okruh ložiska je vypnut. Jestliže základní olejový okruh pro hydrodynamické mazání mívají tlaky oleje kolem $0,5$ MPa, tlak oleje v hydrostatické části mívají tlak i o dva řády vyšší kolem 15 až 17 MPa (v případě vzduchu pouze do $0,7$ MPa), podle hmotnosti rotoru – tlak hydrostatickém ložisku musí být takový, aby rotor dokázal "zvednout".

Ložiskové pánve kluzných radiálních ložisek jsou vloženy do kulisy ložiska, které obsahuje obvykle ještě připojení pro olejový okruh a čidla posunu skříně a

vibročidla. Kulisa ložiska je v ložiskovém stojanu, ve kterém je i sběrač oleje, odkud je olej z ložiska odváděn. Ložiskový stojan musí být dostatečně tuhý, aby neovlivňoval funkci ložiska a v případě rotorů s velkou dilatací během provozu se musí být smykově uložen, aby se mohl posouvat, viz *Obrázek 550*.



550 Smykové uložení ložiska parní turbíny
a kulisa ložiska; **b** stojan ložiska; **c** konstrukce spojující ložisko se skříní; **d** pero pro zajištění axiálního posuvu; **D** detail provedení smykového vedení.

Další, podrobnější konstrukční zásady radiálních kluzných ložisek jsou uvedeny v [2, s. 127-134], [12, Příloha 29].

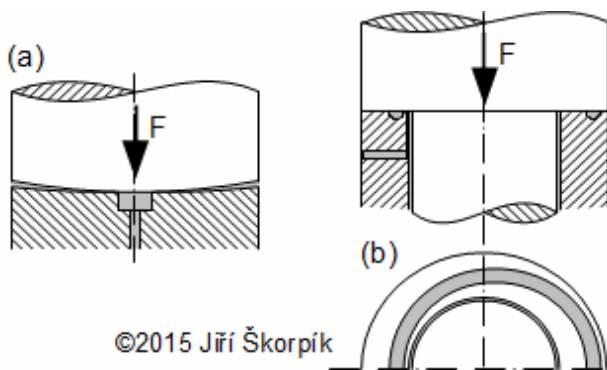
● Axiální kluzná ložiska

Pro axiální kluzná ložiska je charakteristické, že parametry kluzného styku se mezi středem a obvodem liší, tak jak se mění obvodová rychlost.

Při vloném mazání axiálních ložisek se využívá odstředivých sil k rozvodu maziva od středu k obvodu (*Obrázek 1069*, s. 24). V tomto případě sice nevzniká mazací klín, ale do určitého zatížení je mazivo rovnoměrně rozproztřeno po celé ploše. U těchto ložisek se pohybuje zatížení maximálně od 1 MPa do 2 MPa (pouze pro případ vyhlazených drážek pro rozvod oleje až k obvodu ložiska), při obvodové rychlosti do $2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [2, s. 135]. Při těchto způsobech mazání ale nelze zaručit nízké opotřebení v blízkosti osy otáčení.

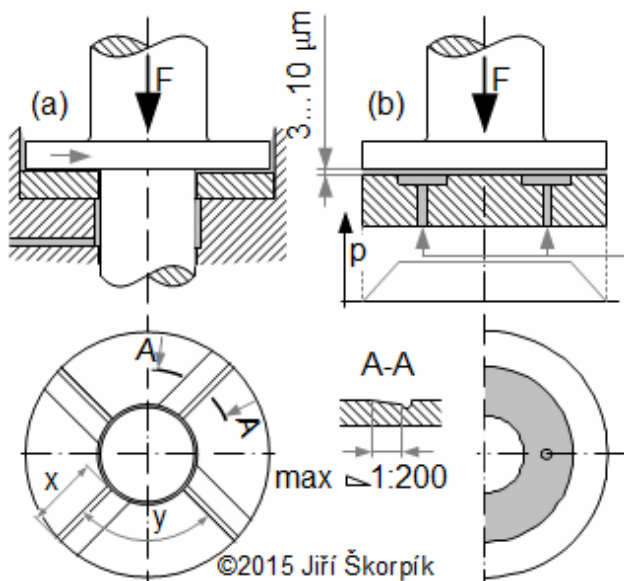
Axiální kluzné ložisko s hydrodynamickým mazným klínem může být zatíženo pouze dále od středu, ale za to

lze dosahovat tlaků v klínu až 5 MPa [2, s. 137] – důležité je rovnoměrné zatížení a stálá střední obvodovou rychlost v oblasti klínu, která se nemění, viz *Obrázek 498(a)*. Zaručenou tloušťku mazivu v blízkosti středu otáčení axiálního ložiska lze zaručit jen hydrostatickým principem, *Obrázek 498(b)*.



©2015 Jiří Škorpík

1069 Základní typy volně mazaných axiálních ložisek
(a) patní ložisko mazané; **(a)** prstencové ložisko s výstřednou mazací drážkou – místo výstředné drážky lze použít několik rovných radiálních drážek vystupující od středu, záleží na zatížení ložiska a konstrukčních možnostech.



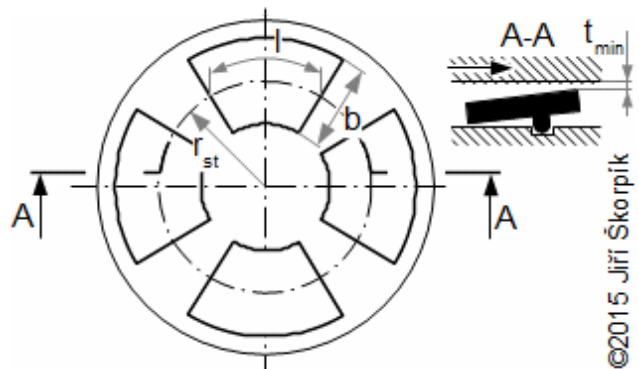
©2015 Jiří Škorpík

498 Hydrodynamické a hydrostatické mazání axiálních ložisek

(a) hydrodynamické axiální ložisko (doporučený poměr $y \cdot x^{-1} \approx 1..1,5$ [2, s. 136]); **(b)** hydrostatické axiální ložisko.

I u axiálních kluzných ložisek lze použít segmentové konstrukce, které jsou vhodnější pro větší konstrukce a lépe snášejí změny obvodových rychlostí. Segmenty jsou tvořeny naklápěcími nebo pevnými

skosenými destičkami připevněnými v několika kusech na určitém poloměru ložiska, *Obrázek 1072*. Příklady provedení jsou uvedeny také v [2 s. 139-140].



©2015 Jiří Škorpík

1072 Kontrola únosnosti hydrodynamického axiálního ložiska

b [m] šířka destičky; r_{st} [m] střední poloměr ložiska. Pro výpočet středního přetlaku maziva pod destičkou lze použít *Vzorec 24*, s. 16 s tím, že se dosazuje obvodová rychlost a délka destičky l na středním poloměru. Podle [2, s. 137] by měl být vztah mezi drsnostmi a minimální mazací mezerou přibližně tento: $0,03 \text{ mm} > \zeta + \Xi < t_{min} < 10^{-4} \text{ mm}$.

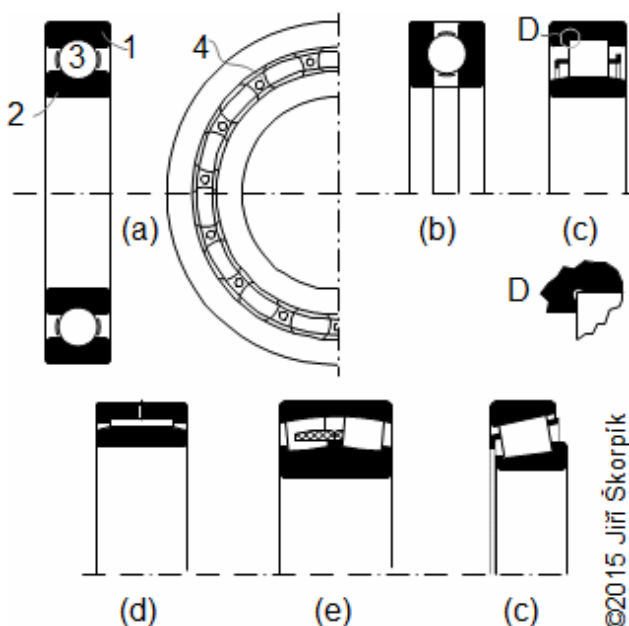
Při nízké obvodové rychlosti je axiální ložisko s horizontální osou rotace celé zatopené v oleji, aby bylo zajištěno mazání, jinak ne nutné zajistit vstřikování oleje přímo pod destičky.

Spotřeba oleje pro axiální ložisko v porovnání s radiálním na stejném stroji je výrazně vyšší.

...

Valivá ložiska

Valivá ložiska se vyrábí nejen čistě ve verzích pro zachytávání buď radiálních nebo axiálních sil, ale také ve verzích konstruované pro zachycení sil působících současně v radiálním i axiálním směru tzv. radiálně-axiální ložiska, viz *Obrázek 395*. Většina konstrukcí valivých ložisek, ale snese jisté zatížení i mimo hlavní směry tj. radiální ložisko snese i malé zatížení v axiálním směru a obráceně.



395 Základní typy valivých ložisek

(a) kuličkové radiální ložisko; (b) axiální kuličkové ložisko (aby nedošlo k rozpadu klece s kuličkami, musí být taková konstrukce alespoň minimálně zatížena); (c) válečkové radiální ložisko; (d) jehlové radiální ložisko bez klece s otvorem pro mazivo; (e) dvouřadé soudečkové radiální ložisko s možností mírného dynamického naklápění – zachytává i axiální síly; (f) kuželíkové radiální ložisko – zachytává i axiální síly. 1 vnější kroužek; 2 vnitřní kroužek; 3 valivá tělesa; 4 klec (v tomto případě nýtovaná). Dále může ložisko být vybaveno drážkami na vnějším kroužku pro pojistný kroužek, krycími plechy valivých těles těsněním atd. Pro speciální použití většina výrobců dodává pouze valivá tělesa s klecí nebo rozebíratelná ložiska. Důkladnější přehled například v [9, s. 9] nebo katalozích výrobců a dodavatelů.

Konstruují se i naklápěcí valivá ložiska vhodná pro hřídele, které kmitají nebo jsou nesouose uložena nebo mají velký průhyb. Speciální typy radiálních

ložisek umožňují vůli v axiálním směru způsobené dilatací hřídele nebo umožňují i větší axiální pohyb související s funkcí stroje, tím nemohou přenášet velké axiální zatížení.

Naprosto špičkou vývoje jsou ložiska větrných turbín spojující hřídele a rotor (*Obrázek 845*).



845 Přírubové ložisko pro větrné turbíny typu FAG společnosti Schaeffler

Jedná se o přírubové ložisko o velkém průměru (řádově metry), které tvoří spojovací článek mezi rotorem (jeho nábojem) přírubou hřídele generátoru s převodovkou. Otvory v ložisku slouží pro umístění senzorů teploty, kvality maziva, kontroly předpětí šroubů, kontrola vůli v ložisku a měření vibrací. Foto [51].

Při použití valivého ložiska lze očekávat velmi malé tření v ložisku a to i při rozběhu a velmi nízkých otáčkách. Přesto se ložisko zahřívá, nutno ho chladit a mazat (i když v omezené míře lze použít i bezmazné varianty). Používá se i plastické mazivo v případě, že má funkci dotěšňovací. Na druhou stranu to přináší větší dodatečné tření, ložisko se hůře čistí od starého maziva plného nečistot [2, s. 168], a obvodové rychlosti musí být velmi nízké cca do $15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [2, s. 163]. Ložisko se pak domazává v několika měsíčním intervalu.

Nevýhodou valivých ložisek je relativně přesná výroba a tedy i náchylnost na teplotní roztažnost, která způsobuje

změnu rozměrů některých částí ložiska při chodu. Takže je nutné znát provozní teplotu ložiska a vědět jak odvést teplo a případně vyřešit teplotní dilatace mezi klidem a chodem stroje.

U valivých ložisek je nutné počítat s vyšší hlučností oproti kluzným ložiskům a i nižší životností. Lze je použít pro relativně vysoké otáčky, při kterých není překročena provozní teplota ložiska a mazivo neztrácí své vlastnosti [9, s. 23-24].

Valivá ložiska lze na hřídel a do díry připevnit různými způsoby. Nejčastěji se jedná o přesné rozebíratelné uložení, které bývá zajištěno například pojistnými kroužky, rozpěrnými kroužky, upínacího a stahovacího pouzdra, víkem ložiskového pouzdra apod. Několik způsobů upevnění valivých ložisek je nakresleno v [9, s. 48-67] – zde jsou také uvedeny postupy montáže, demontáže a údržby valivých ložisek.

● Katalogové údaje valivého ložiska

Mimo rozměrů je nejdůležitějším parametrem ložiska jeho únosnost (definice viz podkapitola *Kluzná vedení*, s. 20). Dalším katalogovým údajem ložiska jsou jeho mezní či limitní otáčky n_r [min], což jsou takové otáčky, při kterých se v důsledku tření v ložisku zvýší jeho teplota nad určitou povolenou mez (obvykle o 50 °C nad okolní teplotu). Mezní otáčky se mění podle toho, jaká metoda mazání je použita, protože ta má největší vliv na zvyšování teploty ložiska.

Při výběru valivého ložiska je nutné přihlídnout ve větší míře i k přidavnému dynamickému zatížení ložiska, protože se jedná o velmi přesnou součást. Přídavné dynamické zatížení se vyvolávají například okolní vibrace, síly od sekundárních strojů a konstrukcí apod. Obvykle se při jejím stanovení vychází z různých součinitelů

vyčíslených na základě zkušeností a statistického sběru dat z podobných instalací ložiska. V případě, že má ložisko navíc zvládat velké rozdíly teplot, je nutné použít speciální konstrukce ložisek, které prošly tepelnou úpravou – jistá forma stabilizace tvaru ložiska, které se při zahřátí nedeformuje. Tato úprava, ale obvykle snižuje základní únosnost ložiska.

Při statickém zatížení ložiska konstruktéra zajímá trvalá plastická deformace ložiska. Proto je u každého ložiska uveden údaj statická únosnost ložiska C_0 [N]. Jedná se o zatížení, při které dochází k takové deformaci pouze jednoho valivého tělesa bez vlivu na funkčnost ložiska. Při většině případů je nutno tento údaj snížit ještě o součinitel bezpečnosti statického zatížení, který je uveden pro jednotlivé druhy zatížení např. v [9, s. 21].

Při konečném výběru rozhoduje předpokládaná trvanlivost, respektive životnost ložiska v dané aplikaci, viz kapitola *Úvod do opotřebení a životnosti součástí*, s. 31.



Mazací soustavy a olejové hospodářství

Mazací soustava je souborem zařízení zajišťující aplikaci maziva do mazaného místa případně jeho odvod, chlazení, filtrování, kontrolu jakosti a v širší souvislosti i hospodářství s mazivem.

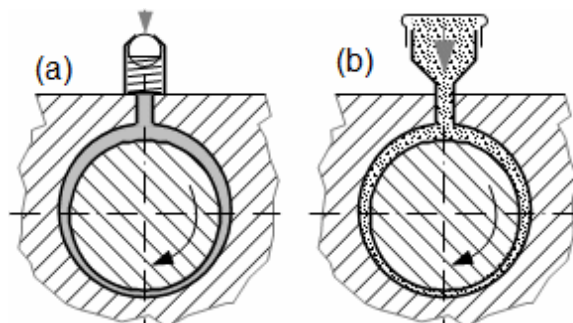
Mazací soustava musí být bezpečná (nebezpečí požáru, nebezpečí kontaminace) a zajišťovat požadovanou funkci, tj. dodávku potřebného množství maziva (u drahých strojů s klíčovou funkcí pro nějaký proces musí mazací soustava zajišťovat přísun maziva i při výpadcích hlavních systémů a zdroje elektřiny, například u parních turbín je olejové čerpadlo přímo spojeno s rotorem, tak je zajištěna jeho funkce i v případě výpadku el. energie při havarijním odstavení parní turbíny). Zvláštní kapitolou je přemazávání, které nejen zvyšují náklady na mazivo, ale také může vyvolávat jiné komplikace a náklady, jako častější čištění strojů od maziva, zanášení strojů mazivem a pod. [2, s 15]. Mazací soustava musí mít optimální nároky na obsluhu.

• Způsoby mazání

Budeme-li chápat způsob mazání jako cestu maziva ke stykovým plochám, pak tuto cestu lze rozdělit ruční a strojní (automatizovanou, kdy jeden stroj uajišťuje mazání i několika kluzných uložení), přitom u ručního se jedná vždy jen periodické mazání a u strojního podle toho jaký využívá dávkovací princip a jeho nastavení lze dosáhnout i kontinuálního se schopností přizpůsobovat dodávku maziva aktuálnímu zatížení stykových ploch.

Ruční způsoby mazání (ať už olejníčkou, mazacím lisem apod., viz *Obrázek 1053*) trpí nerovnoměrností dodávky maziva tzv. přemazáváním a nedomazáváním. Hrozí i nebezpečí záměny maziva obsluhou apod. Ruční

mazání obvykle vyžaduje použití maziv s vysokou přilnavostí k povrchu stykových ploch.

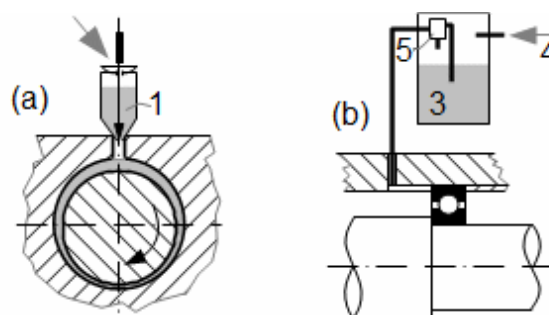


©2015 Jiří Škorpiák

1053 Příklady přizpůsobení konstrukce uložení ložisek pro ruční mazání

(a) tlakové (nutná mazací hlavice a ruční mazací lis); (b) Staufferova maznice (občasným otočením zátky se závitem se vytlačí mazivo).

Periodicky mazat lze i strojně, viz *Obrázek 1054*. Především ho lze obahájit u valivých ložisek, kde periodické mazání olejovou mlhou dostačuje (může být i kontinuální). Nicméně strojní periodické mazání, narozdíl od ručního, umožňuje nastavit mazání na velmi krátké periody. Strojní mazání už obvykle má takovou spotřebu maziva, že se už vyplácí jej sbírat k recyklaci. U plastických maziv dávkované automaticky je potřeba zajistit odstraňování použitého maziva, například odšťikovačem maziva u valivých ložisek [2, s. 167].

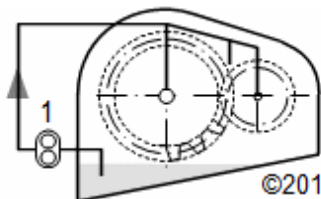


©2015 Jiří Škorpiák

1054 Principy způsobů strojních periodických mazání

(a) kapací (jehlou se reguluje množství kapek, existují i maznice s knotem) – v případě val. ložisek se kapací mazání používá pro malé obvodové rychlosti do $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [2, s. 158-160]; (c) mazání valivého ložiska olejovou mlhou; 1 nádržka na kapalné mazivo; 2 mazací stroj (může mít pohon ruční i mechanický) [2, s. 78]; 3 kapalné mazivo; 4 přívod stlačeného vzduchu; 5 rozprašovací stroj [2, s. 79].

Speciální mazací stroje zajišťující dodávku oleje vytváří uzavřený okruh (Obrázek 492), které obsahuje mazací systémy s filtry, chladiči, čerpadly, nádržemi, ventily, potrubím, tryskami, přehřevem oleje, a další výstrojí (teploměry, tlakoměry..), více v navazující podkapitole. Mazací stroje pro plastická maziva dávají mazivo pod vysokým tlakem (tlak v rozvodech až 30 MPa).

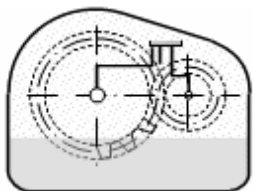


©2015 Jiří Škorpič

492 Základní schéma možnosti oběhového mazání
1 Olejové čerpadlo.

Ke kontinuálnímu mazání není potřeba vždy specializovaných strojů, ale zejména při volném mazání lze využít pohybu samotné součásti k nanášení maziva u stykových ploch, viz Obrázek 1057, nebo dokonce kluzné vedení (ložisko) částečně ponořit do olejové lázně, to ale hrozí přemazání nebo naopak nedomazávání kvůli velké odstředivé síle (u val. ložisek cca do $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ obvodové rychlosti).

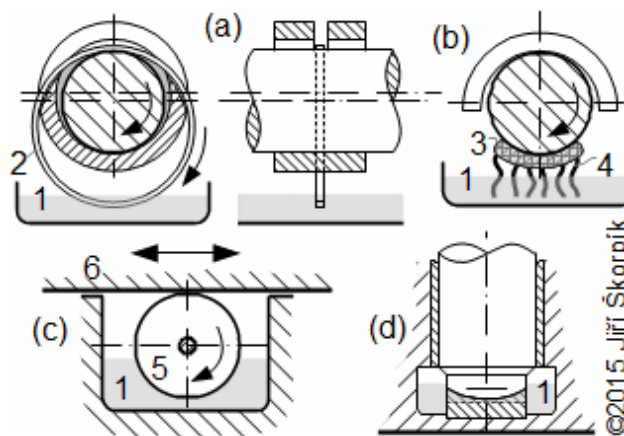
Pokud je součást uzavřená v těsné skříní a nějaká pohyblivá součást uvnitř se pohybuje v olejové lázni, pak dochází k rostříku oleje ve skříní, což lze využít při tzv. rozstříkovém mazání (Obrázek 399), které je typické pro převodovky a klikové mechanismy.



©2015 Jiří Škorpič

399 Rozstříkové mazání

Při výběru vhodné mazací soustavy mazání lze vycházet z doporučení uvedených v [2, s. 73-74].



©2015 Jiří Škorpič

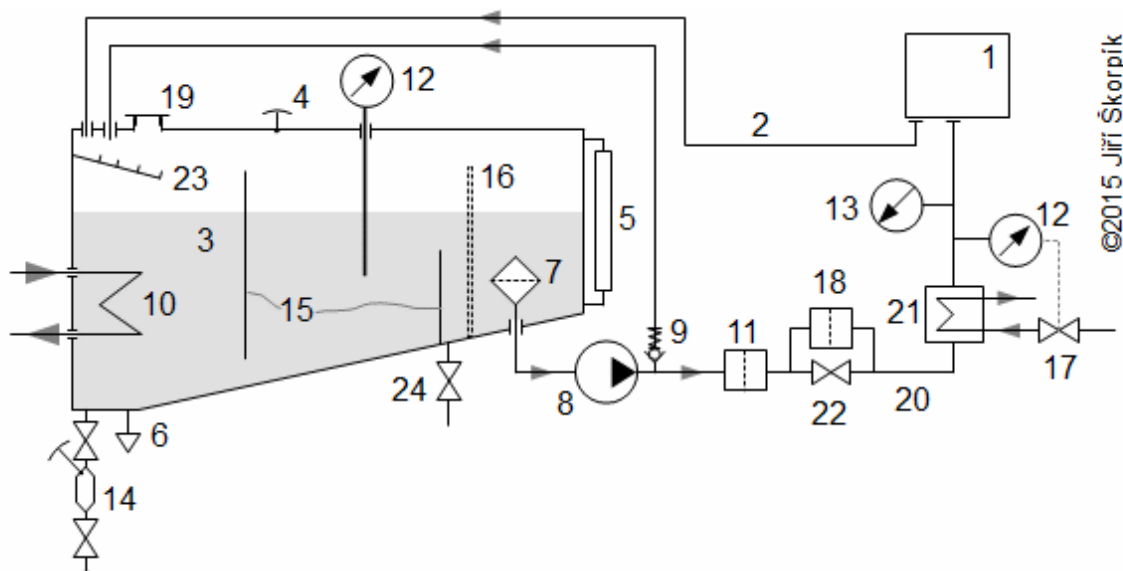
1057 Principy jednoduchých způsobů kontinuálního mazání

(a) kroužkové mazání – použití u radiálních ložisek se zatíženou spodní lož. pávní (el. motory, rotordynamická čerpadla...); (b) polštářkové mazání – použití u radiálních ložisek se zatíženou horní lož. pávní (nevýhoda je poměrně malé nasávané množství oleje); (c) kotoučové mazání – vysoce přílnavý olej je nanášen na ploché kluzná vedení (např. saně obráběcích strojů, hoblovek...); (d) brodicí mazání. 1 olej; 2 mazací kroužek; 3 polštářek; 4 knoty; 5 mazací kotouče; 6 posuvné saně (mazaná část).

• Schéma zařízení oběhového mazání

Schéma zařízení oběhového mazání je technologický okruh pro zajištění cirkulace oleje za účelem mazání a chlazení pomocí olejového čerpadla (Obrázek 1058) a další zařízení, které jsou nutné pro zajištění požadovaných vlastností oleje v oběhu. Okruh obsahuje i sběr oleje, který se shromažďuje v centrální nádrži, takže se jedná vůči okolí o suchý typ mazání, kdy mazivo je pouze v oblasti kluzných ploch. Oběhové mazání obsahuje obvykle chladič i ohřev oleje, pro případy nízkých teplot. Důležité je odvědušnění oleje – vzduchové bublinky v oleji snižují jeho funkci.

Velikost olejové nádrže závisí na kvalitě oleje a požadované čistotě. Obvykle se vychází z doporučeného oběhového čísla i , což je podíl spotřeby oleje ve stroji ku objemu nádrže. Doporučená čísla jsou uvedena v [2, s. 84]. Pro dobré usazování nečistot v oleji by měla být rychlost proudění v olejové nádrži pod $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



©2015 Jiří Škorpík

1058 Příklad olejového okruhu

1 mazaný stroj; 2 vratné potrubí; 3 olejová nádrž; 4 odvodušnění; 5 stavoznak hladiny oleje; 6 zátka na vypouštění oleje-magnetická; 7 hrubý olejový filtr; 8 olejové čerpadlo; 9 pojišťovací ventil (funguje jako nastavení tlaku oleje, protože čerpadlo obvykle udržuje na výtlaku stálý tlak); 10 topné těleso pro ohřev oleje (max. zatížení $0,5$ až $1 \text{ W}\cdot\text{cm}^2$); 11 olejový filtr; 12 teploměr oleje v nádrži; 13 tlak před mazaným strojem; 14 odkalovač; 15 usměrňovací (uklidňovací) stěny; 16 filtrační stěna (vyjmutelná pro čištění); 17 regulace chladicí kapaliny; 18 jemný filtr; 19 zátka pro naplnění nádrže; 20 olejové potrubí; 21 chladič oleje; 22 obtokový ventil (prouští až asi 80-90 % oleje, protože jemný filtr má velkou tlakovou ztrátu); 23 vodící děrovaný plech s lamači pěny (příčné lišty); 24 výpusť horní části nádrže a odběr vzorků. Schéma podle [2]. Mimo tento systém s jednou nádrží se používá systém se dvěma nádržemi, kde čerpadlo čerpá olej jen do horní nádrže odkud je rozváděn po stroji – lépe se usazují nečistoty.

Doporučené rychlosti olejů v potrubí záleží na jejich viskozitě, tlaku a to zda se jedná o potrubí stáčecí (plnění nádrže čerstvým olejem) nebo přímo v olejové soustavě. Doporučené hodnoty rychlosti proudění pro uvedené podmínky jsou uvedena v [2, s. 89]. Teče-li olej ze stroje do nádrže samospádem, měl by být spád v rozmezí $1,5$ až 3° , podle tlakové ztráty v potrubí. Před samotným strojem nebo za čerpadlem může být i vyrovnávací olejová nádrž, jestliže dochází k výkyvům odběru oleje strojem, které by čerpadlo nebylo schopno kopírovat.

• • •

Mazivo

Maziva lze rozlišovat podle mnoha vlastností, ale ty nejpodstatnější jsou mechanický stav za pracovních podmínek, mazací schopnost, viskozita, hustota, pevnost mazacího filmu, stárnutí, teplota tuhnutí a zápalná teplota.

• Sledované vlastnosti maziv

Mechanický stav maziva může být plynný, kapalný, plastický či pevný (částičky pevného maziva jsou dopravovány ke kluzným plochám nějakou tekutinou nebo plastickým mazivem).

Mazací schopnost je podobnostní veličina, kdy se porovnávají různé druhy maziv pro konkrétní technický případ (etalonové případy viz [2, s. 40]). Srovnávacím parametrem pro mazací schopnost je velikost tření a opotřebení.

Vysoká viskozita zvyšuje vnitřní tření v mazivu a tedy ztráty při pohybu a čerpací

práci, ale také zvyšuje únosnost mazací vrstvy tím, že klade větší odpor k vytlačení maziva z mazací mezery. Kromě viskozity se u mazacích olejů uvádí ještě viskozitní index, což je poměrné číslo, které vyjadřuje jak je daný olej svou závislostí viskozity na teplotě blízko závislostem dvou porovnávacích olejů. Jeden z porovnávacích olejů má závislost strmou (index **0** – vysoká závislost), druhý má závislost plochou (index **100** – nízká závislost). Protože porovnávací oleje byly vybrány před mnoha lety vyskytují se dnes vyvinuté oleje s viskozitním indexem větším jak **100** nebo menším jak **0**. Viskozita olejů se mění i s tlakem (stoupá). To je důležité u hydrostatických ložisek, hydraulických soustav a ve stykových plochách ozubeného soukolí, ale pro běžné mazání tyto změny nemají vliv.

Hustota je důležitá tam, kde se sleduje hmotnost zařízení (většinou v dopravě). Vyskytuje se i ve vzorcích pro výpočet ložisek. Hustota olejů se s teplotou docela výrazně mění a tedy je nutné počítat s rozpínavostí oleje. Například minerální oleje sníží svou hustotu cca o 7-8 % při zvýšení teploty o 100 °C, viz vztah pro výpočet změny hustoty oleje s teplotou v [2, s. 43].

Pevnost mazacího filmu neboli maznost je schopnost oleje zmenšit tření a zabránit opotřebení součásti pracujících v oblasti mezního tření. Měří se na porovnávacích normovaných strojích [6] jedná se o porovnávací veličinu, nejčastěji se používá stupnice HTHS viskozity (High Temperature High Shear).

Stárnutí maziva je dána jeho chemickou stálostí reprezentovanou změnou kyselosti (tzv. neutralizační číslo oleje), která roste při rozpadu (stárnutí) oleje. Během stárnutí maziva se mění jeho viskozita, chemické složení maziva – mohou se objevovat pevné částičky, produkty chemických reakcí v mazivu poškozující součásti apod. Stárnutí

podporují i způsoby mazání, při kterých je olej ve velkém kontaktu se vzduchem, například pěnivost oleje u roztřiku a brodění, mazání mlhou při kterém hrozí, že se do oleje dostane i vzdušná vlhkost – vzduch je hnacím plynem, proto musí být před použitím vysušen.

Teplota tuhnutí je teplota, při které olej přestává téci na etalonovém měřiči.

Při přiblížení teploty maziva k jeho zápalné teplotě neznamená, že hrozí jeho hoření, ale signalizuje to, že se v místě přehřátí začínají hromadit páry pocházející z odpařování maziva.

Mimo výše uvedené vlastnosti maziva, bychom měli znát například i jeho fyzikální vlastnosti potřebné pro výpočty energetických bilancí či roztažnosti a podobně jako jsou tepelná kapacita, tepelná vodivost, objemová roztažnost a stlačitelnost, viz orientační hodnoty běžných olejů uvedeny v [2, s. 51-54].

Dále se maziva kombinují nebo se do nich přidávají látky s dalšími specifickými vlastnostmi, které mají podpořit vlastnosti základního maziva – vznikají tak roztoky či disperse. Typ přísady může při určité teplotě chem. reagovat se základním mazivem, více o zušlechťování oleje v [2, s. 36].

● Výběr maziva

Výběr maziva probíhá už při výběru typu ložiska tak, aby splňovalo požadavky na mazání, dále se zajímáme o možnost skladování vybraného maziva a jeho bezpečnost, náročnost mazací soustavy, cenu, ekologii, regeneraci, zda má i chladicí funkci a především nezapomínáme na požadavky okolí (jiné mazivo používáme v potravinářském průmyslu, jiné do prašného prostředí a pod)...

Zvláštním případem při výběru je zohlednění možnosti záměny maziva

v provozu, kde je více maziv, kde se může stát, že předepsané mazivo dojde a obsluha ho nahradí, byť jen dočasně, nevhodným mazivem, který obsahuje například vodu (např. olej do hydrauliky).

Obecný návod pro výběr maziva naleznete v [2, s. 147].

Nejčastějšími kapalnými mazivy jsou minerální oleje (pochází z ropy) [2, s. 34], syntetické oleje (uměle vyrobené, dražší, ale chemicky odolnější, nižší citlivost změny viskozity na teplotu a nižší bod tuhnutí) [2, s. 37], voda případně další látky.

V případě plastických maziv je potřeba myslet na to, že neodvádí třecí teplo a proto je lze použít maximálně do $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ obvodové rychlosti. Více o výrobě, složení a vlastnostech plastických maziv např. v [2, s. 54]. Plastické mazivo vybíráme nejčastěji podle bodu skápnutí (laboratorní údaj z měření teploty, při kterém se plastické mazivo stává tekutým), odolnost proti vodě, zda je lze dobře protlačit delšími mazacími kanály apod. Nositelem mazacích vlastností je olej další složky plastického maziva slouží ke zvýšení plasticity a změnu konzistence (souvisí s odporem maziva kladeného při protlačení otvorem rozsah je 00-polotekutá, 0-velmi měkká, 1-měkká až 7-tuhá, mění se s teplotou a tlakem).

Pevná maziva používáme pro jejich vysokou únosnost (částičky maziva vyrovnají nerovnosti na povrchu kluzných ploch a tím snižují styčný tlak) a schopnost vydržet vysoké teploty (další vlastnosti jsou spíše horší). Nejčastějším pevným mazivem je grafit, sirník molybdeničitý apod. [2, s. 33].

• • •

Úvod do opotřebení a životnosti součástí

Odhad opotřebení, respektive životnosti součástí dělá snad každý investor zvláště u energetického zařízení s vysokou pořizovací hodnotou. Každý stroj se opotřebovává a ne vždy ho lze postavit tak, aby byl snadno opravitelný a udržovatelný, protože jsou případy, kdy periody oprav nebo možnost opravy nelze ovlivnit jeho konstrukcí, jako jsou vnitřní části jaderných reaktorů a nebo i části větrných turbín, jejichž servis ve velkých výškách je ovlivněn počasím, přičemž na vhodný okamžik opravy se může čekat i několik týdnů viz kapitola 4. Stavba větrné elektrárny nemluvě o strojích pracujících v kosmu.

Důvody opotřebení součástí mohou být různé nejčastěji se bavíme o změnách vlastností materiálu, ze které je součástka postavená ať už jde o elektroniku, jaderné zařízení nebo namáhaný obyčejný ocelový nosník nebo se bavíme o opotřebení z pohledu úbytku materiálu (ještě lze rozlišit tzv. morální opotřebení, které je dáno vývojem v daném oboru). V této kapitole budu popisovat opotřebení způsobené třením.

• Mechanismy opotřebení povrchů součástí

Při tření a to i tekutinovém dochází k postupným změnám stykového povrchu tzv. opotřebení povrchu. To má několik závažných důsledků na další chod stroje, který se zhoršuje v důsledku vzrůstající vůlí, respektive netěsností např. pístních kroužků, poškození dalších částí stroje abrazivními částicemi, které při tření vznikly a pod. Především vzniká nutnost po čase tyto součásti vyměnit, což znamená náklady pro provozovatele zařízení plynoucí jak se samotné výměny,

tak z odstávky tohoto zařízení. V některých případech dochází k řízenému opotřebení součásti, kdy například při rozběhu či doběhu stroje by bylo těžké technicky zabezpečit mazání s tím, že tyto stavy nebudou časté.

Poškozování povrchů může dojít vlivem působení meziatomových sil molekul na protějších površích (tzv. adheze); oddělením částeczek materiálu stykových ploch jejich fyzickým dotekem (tzv. abraze); fyzickým dotekem stykových povrchů s pevnými částicemi proudící v okolní kapalině či mazivu (tzv. eroze); chemickým působením okolního prostředí na stykové plochy (tzv. chemická koroze); prudkou změnou tlaků a teplot tekutin u povrchů součástí (tzv. kavitace nebo její opak impakt vodních kapiček viz kapitola 17. Ztráty vlhkostí páry); při porušení podpovrchové prostou únavou materiálu způsobené jeho zatěžováním (tzv. únavové opotřebení) a nakonec přímé poškození povrchové vrstvy materiálu drobnými oscilacemi a posuvy při zatížení (tzv. vibrační opotřebení), více v [2, s. 24], [3, s. 157, 291].

Obecná opatření proti uvedeným druhům opotřebení jsou tato:

Adhézní a i abrazivní otěr lze omezit výběrem vhodné dvojice materiálu tvrdý/měkký, co nejnižší drsnost stykových ploch a zajistit mazání čistým mazivem.

Na únavové opotřebení jsou citlivější materiály s malou schopností plastické deformace (některé litiny, tvrdé povlaky, sklo, keramické materiály...).

Při výskytu vibračního opotřebení pomáhá těsnější lícování ploch zvětšení drsnosti povrchů, zušlechtnění povrchů kalením, nitridováním, chrómováním, fostizací, mazáním třecích plocha grafitem ap. [2, s. 25].

Erozní opotřebení je opotřebení extrémů tj. obvykle se vyskytuje

v případech vysokých tlaků i velkých rychlostí mazací tekutiny, velkých změn zatížení, teploty a chemické aktivity tekutiny. Erozní opotřebení se vyznačuje nerovnoměrností opotřebení v důsledku víření a lokální únavy materiálu, který se začne odlupovat a odnášet tekutinou. Předpokladem k zamezení je použití tvrdých materiálů, velmi hladkých povrchů a dobrá filtrace maziva.

Kavitační opotřebení se vyznačuje houbovým povrchem vzniklým odtrháním části materiálu poškozený únavou při hydrodynamických rázech. Vzniká u kapalných maziv. Pravděpodobnost vzniku kavitačního opotřebení se snižuje kvalitním odvzdušněním kapalného maziva, snížení tvorby bublinek v mazivu přidáním 1,3 % elkainu [2, s. 26]. Odolnými materiály jsou červený a cínový bronz, litá molybdenová ocel, nejméně je odolná litina a běžná ocel.

Při chemickém opotřebení vznikají na stykovém povrchu produkty chemické reakce s povrchem a okolního prostředí, tyto produkty mohou být buď tvrdší (obvykle produkty koroze) nebo měkčí (tzv. korozní zplodiny) než základní materiál. Tvrdé částice se mohou odlupovat a ještě poškozovat vedlejší plochy. Měkké částice se také odlupují a způsobují tak úbytek materiálu, ale existuje i řízená koroze pro vznik měkkých částic na povrchu s dobrými kluznými vlastnostmi. Vzniku koroze se zamezuje ochranným povrchem lakovaným, kovovým, konzervačními prostředky, mazacími oleji. Lze také do maziva přidávat speciální příměsi (antikorozy nebo pasivátory).

Základním předpokladem snížení ztrát třením a opotřebení je snižovat sílu a pokud možno realizovat valivé nebo tekutinové tření, protože při těchto tření dochází prokazatelně k nejmenšímu opotřebení a nejnižší třecí výkon. Valivé

tření je někdy doplňováno kapalným pro rovnoměrnější rozložení stykových tlaků. Valivé tření má navíc tu výhodu, že nezávisí tolik na rychlosti pohybu jako kluzný tekutinový styk. Ale i přesto při tekutinovém tření dosahujeme nejvyšších životností součástí. Předpokladem je, ale vhodná konstrukce, vhodné mazivo a relativně malé rychlosti pohybu. Při nutnosti vyšších rychlostí je vhodnější použít valivé uložení.

Predikce opotřebení repsektive otěru součástí lze provést pomocí veličiny zvané intenzita opotřebení či v případě plastů se používá i veličina stupeň opotřebení, viz *Vzorec 120*.

$$(a) \Delta V = I_h \cdot A \cdot l; \quad (b) \Delta h = I_s \cdot p \cdot v$$

120 Možnosti výpočtu opotřebení součástí

(a) výpočet opotřebení pomocí intenzity opotřebení;

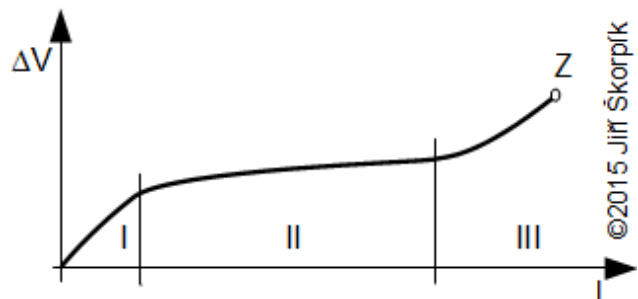
(b) výpočet opotřebení pomocí stupně opotřebení.

ΔV [m³] úbytek materiálu při opotřebení; I_h [-] intenzita opotřebení; A [m²] dotyková plocha (ta, která je stále ve styku); l [m] kluzná dráha; Δh [m·s⁻¹] nebo [cm·h⁻¹] rychlost opotřebení stykové plochy (hloubka opotřebení); I_s [Pa⁻¹] nebo [cm³·min⁻¹·kg⁻¹·m⁻¹·h⁻¹] stupeň opotřebení; p [Pa] nebo [kg cm⁻²] styčný tlak; v [m·s⁻¹] nebo [m·min⁻¹] kluzná rychlost.

K výpočtu veličiny intenzity opotřebení lze použít výpočetní postupy založené na molekulárně mechanické teorii nebo energetické metody. Molekulárně mechanických teorií je několik a jsou popsány např. v [3, s. 159], [4, s. 68] ve stejné literatuře je uvedena i energetická metoda. Výpočetní postupy jsou velmi citlivé na přesnost vstupních dat jinak jsou jejich výsledky daleko od skutečnosti. Tedy pokud konstruktér není schopen predikovat například přesně síly působící na součást, bude výsledek opotřebení velmi nejistý. Veličina rychlost opotřebení Δh je empirická či poloempirická a lze ji vyčíst z materiálových listů.

Čistě opotřebení součástí není po celou dobu životnosti stejné, ale jeho intenzita se

mění tak, jak se postupně mění drsnost stykových ploch. Grafické vyjádření závislosti opotřebení na celkové kluzné dráze životnosti součásti se nazývá křivka opotřebení, na které jsou výrazné tři oblasti jak ukazuje *Obrázek 1052*.



1052 Křivka opotřebení

I záběh; II provoz; III havarijní stav; Z zadření (součást není schopna provozu). Zdroj: [4, s. 69]. Jak je patrné při prvním spuštění je intenzita opotřebení součásti největší ale postupně se snižující, než dojde k vymezení vůlí a drsnosti povrchu. Potom nastává oblast nejmenší intenzity opotřebení až do jisté meze, kdy vůle jsou už tak velké, že provoz součásti vykazuje vysokou intenzitu opotřebení a třecí výkon. Poslední stav se vyznačuje změnou zvuku chodu, vibracemi a zahříváním součástí případně vysokou spotřebou maziv apod.

• Výpočet trvanlivosti valivého ložiska

Trvanlivost val. ložiska (*Vzorec 392, s. 34*) je buď dána počtem otáček L [ot] do únavy materiálu ložiska, nebo dobou při jmenovitých otáčkách do objevení se únavy materiálu ložiska L [h] (trvanlivost ložiska zohledňuje pouze únavu materiálu během provozu). Únava materiálu ložiska se odlupováním funkčních povrchů ložiska. Životnost ložiska τ [h] je skutečná doba, po kterou je ložisko v provozu do vyřazení pro ztrátu vlastností i z jiných důvodů než únavy materiálu, například nesplněním podmínek provozu předepsaných výrobcem, znečištění oleje a další nepříznivé provozní vlivy tzv. přídavné dynamické síly. Životnost ložiska se už vypočítat přesně nedá a obvykle se stanovuje z podobných případů použití ložisek a zkušeností [9, s. 16] nebo pomocí statistických metod zahrnující i provozní

vlivy [10, s. 630]. Životnost ložiska je menší než trvanlivost ložiska $\tau < L$.

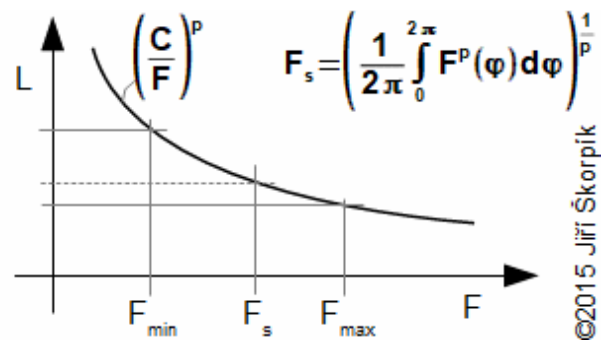
$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p 10^6$$

392 Vzorec trvanlivosti valivého ložiska

L [ot] základní trvanlivost-množství otáček, které ložisko vydrží za ideálních podmínek; **C** [N] základní dynamická únosnost ložiska (neproměnné zatížení ložiska, při kterém bude mít ložisko trvanlivost přesně milion otáček, je funkcí provozní teploty); **P** [N] ekvivalentní dynamické zatížení ložiska (výsledná ekvivalentní síla působící na ložisko v hlavním směru a vypočítá se ze všech sil působících na ložisko z různých směrů při pohybu ložiska, přičemž jednotlivé síly mohou být proměnné. Pokud na ložisko působí pouze stálá síla v hlavním směru, je tato síla zároveň ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, v jiných případech je vždy větší. V některých výrobcích ještě uvádějí maximální dynamické zatížení ložiska P_u [N]); **p** [-] mocnitély typu ložiska ($p=3$ pro kuličková ložiska, $p=10/3=0,3^{-1}$ pro válečková, jehlová soudečková a kuželíková [9, s. 12]). Snadno lze přepočítat trvanlivost ložiska z jednotek *min* na hodiny, jestliže jsou znám počet otáček za hodinu apod. [9, s. 12].

V případě, že na ložisko působí síly z více směrů a všechny síly jsou stálé, je výpočet ekvivalentního zatížení ložiska relativně snadný. Je nutné vypočítat výslednou sílu ve směru radiálním F_r [N] a axiálním F_a [N], ze kterých lze následně pomocí vztahů vybraných podle typu ložiska vypočítat zatížení P . Tyto vztahy jsou uvedeny například v [9, s. 16-17], [10, s. 619] nebo je udávají výrobci konkrétních ložisek ve svých kalozích a směrnících pro výběr ložiska.

V případě, že na ložisko působí proměnlivé síly je situace složitější. S dostatečnou rezervou lze vycházet z maximálního zatížení v jednotlivých směrech ($F_{r,max}$, $F_{a,max}$ [N]) a ekvivalentní dynamické zatížení vypočítat jako v případě síly stálé. Problém je v tom, že trvanlivost ložiska výjde nízká, takže ve výsledku to povede na zbytečně předimenzované ložisko. Proto je přesnější vycházet ze středního zatížení v jednotlivých směrech, viz *Rovnice 397*.



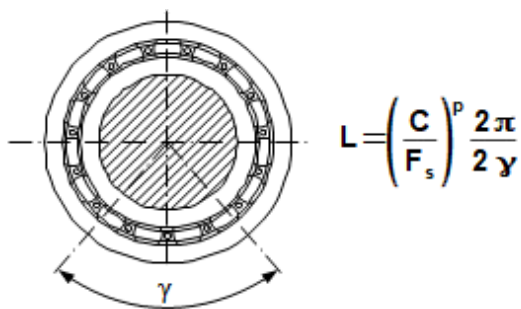
397 Střední neproměnné zatížení ložiska

F_s [N] střední neproměnné zatížení ložiska; $F(\varphi)$ [N] průběh zatěžující síly ložiska jako funkce pootočení hřídele; φ [°] úhel pootočení hřídele. Bude-li se měnit zatížení ložiska během jedné otáčky mezi silou F_{min} a F_{max} , bude skutečná trvanlivost ložiska odpovídat trvanlivosti při stálém zatížení střední neproměnnou silou F_s . Tato střední síla bude způsobovat stejnou rychlost opotřebení jako proměnlivá síla, kdy opotřebení bude nejrychlejší při síle F_{max} a nejpomalejší při síle F_{min} , přičemž záleží po jakou část otáčky tyto síly působí. Odvození této rovnice je v *Příloze 397*, s. 38. Řešení tohoto integrálu pro druhy proměnných zatížení je uvedeno v [9, s. 19-20] (např. pro sinusový průběh $F_s \approx 0,75 F_{max}$).

Funkce zatěžující síly $F(\varphi)$ je často zadána tabulkou nebo graficky, v takovém případě se integrál řeší pomocí diferenciálního počtu (viz. rovnice v *Příloze 397*) nebo graficky. Jestliže zatěžující síla má radiální i axiální směr, tak se postupuje stejně při hledání funkce $F(\varphi)$ jako při neproměnlivém zatížení [9]. Samozřejmě maximální síla $F(\varphi)_{max}$ nesmí být větší jak P_u .

Dalším speciálním typem zatížení je stálé zatížení ložiska silou F_s při kyvném pohybu například ojnice pístu s valivým ložiskem. Protože při kyvném zatížení během jednoho cyklu nevykoná ložisko takový pohyb jako při plném otočení o 2π ale pouze o úhel 2γ , bude skutečná trvanlivost ložiska o příslušný podíl větší, jak je zobrazeno na *Obrázku 398*.

Existují i případy, kdy ložisko není zatěžováno dynamicky, ale pouze staticky (neotáčí se), například ložisko kompenzuje pouze krut apod, pak je hlavním údajem trvalá deformace ložiska nikoliv životnost.



©2015 Jiří Škorpič

398 Výpočet trvanlivosti valivého ložiska při kyvném pohybu

γ [°] amplituda kyvného pohybu.

Dalšími speciální případy jako zatěžování ložisek ozubených soukolí a řemenových pohonů je popsáno v [9, s. 20-21].

• Predikce stavu ložiska pomocí softwarových nástrojů a diagnostiky

Především u velkých soustrojí jako jsou například větrné turbíny se stav ložiska sleduje průběžně pomocí několika senzorů viz *Obrázek 845*, s. 25. Na základě tohoto měření a výsledků z měření etalonových ložisek v laboratoři a příslušeného softwaru jsou výrobci schopni v reálném čase informovat o případných problémech v těchto uzlech a případně navrhnout změnu provozu tak, aby se nebezpečí snížení trvanlivosti ložiska zamezilo [52].

• • •

Odkazy

- [1] ŘASA, Jaroslav, ŠVERCL, Josef. *Strojnické tabulky*, 2004. 1 díl, jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti. 1. vydání. Praha: Scientia, spol. s.r.o. ISBN 80-7183-312-6.
- [2] ŠAFR, Emil. *Technika mazání*, 1970. 2. vydání. Praha: SNTL. 384 stran.
- [3] BRENDEL, Horst, HORNUNG, Elfriede, LEISTNER, Dietmar, NEUKIRCHNER, Johannes, SCHMIDT, Hans, WINKLER, Herbert, WINKLER, Lothar. *Tribotechnika*, 1984. Vydání první. Praha: SNTL. 300 stran.
- [4] BOHÁČEK, František, DVORÁK, Karel. *Části a mechanismy strojů II, hřídele, tribologie, ložiska*, 1996. Vydání třetí. Brno: Fakulta strojní VUT v Brně. ISBN 80-214-0829-4.
- [5] *TRIBON s.r.o.*. Společnost se specializuje na zpracování a prodej plastů a plastových polotovarů. Adresa: Sportovní 1291, 250 02 Stará Boleslav, web: <http://www.tribon.cz>.
- [6] *CANNON Instrument Company*. Společnost vyrábějící etalony pro měření viskozity. Adresa: 2139 High Tech Road State College PA 16803, USA, web: <https://www.cannoninstrument.com>. [cit 2015-03-10]
- [7] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*, 1983. Vydání první. Praha: SNTL, 488 stran.
- [8] MAŠTOVSKÝ, Otakar. *Hydromechanika*, 1964. 2. vydání. Praha: Statní nakladatelství technické literatury.
- [9] FRÖHLICH, Jan. *Valivá ložiska*, 1978. 2. vydání. Praha: Statní nakladatelství technické literatury. 240 stran, 232 obr.
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK (ed.). *Konstruování strojních součástí*, 2010. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*, 1990. 3. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, ISBN 80-214-0236-9.
- [12] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína-tepelný a pevnostní výpočet*, 2007. 1. vydání. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, ISBN 978-80-7043-256-3.

- [13] LEYZEROVICH, Alexander. *Steam turbines for modern fossil-fuel power plants*, 2008. Lilburn: The Fairmont Press, Inc., ISBN 0-88173-548-5.
- [14] Kolektiv autorů. *Stavba turbosoustrojí velkých výkonů pro uhelné a atomové elektrárny*, 1959. Plzeň: Nakladatelství Československé akademie věd.
- [15] AMBROŽ, Jaroslav, BÉM, Karel, BUDLOVSKÝ, Jaroslav, MÁLEK, Bohuslav, ZAJÍC, Vladimír. *Parní turbíny II.-konstrukce, regulace a provoz*, 1956. Vydání první. Praha: Statní nakladatelství technické literatury, n.p.
- [16] AMBROŽ, Jaroslav. *Konstrukce parních turbín*, 1969. Vydání přepracované. Praha: Vydavatelství ČVUT.
- [17] MICHELE, František. *Parní turbíny a kondenzace, Plynové turbíny a turbokompresory, Konstrukce*, 1985. Vydání první. Brno: Vysoké učení technické v Brně.
- [18] BENEŠ, Antonín. DRASTÍK, František. HOSTINSKÝ, Zdeněk. KOUTSKÝ, Jaroslav. NĚMEC, Josef. *Nauka o kovech*, 1974. Vydání druhé, upravené. Praha: SNTL.
- [19] Autor neuveden. *Čerpadla s elektromagnetickým pohonem YMD typ*. Katalog společnosti IWAKI CO.,LTD., 2-6-6, Kanda Suda-cho, Chiyoda-ku, Tokyo, web: <http://www.iwakiumps.jp/>. 2014-09.
- [20] MÍŠEK, Tomáš. Vývoj ultra dlouhé lopatky 1375 mm Doosan Škoda Power pro kondenzační parní turbíny, *Technický týdeník*, č. 10, 2014. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [21] Autor neuveden. Co nám může v budoucnosti nejvíc chybět? Na čem jsem závislí, *Technický týdeník*, č. 01, 2014. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [22] KOUTSKÝ, Jaroslav. *Development and application of Original Special Steels-Base of World Famous Level of Skoda-Works Steam turbines*, příspěvek ve sborníku konference: Energetické stroje-termomechanika-mechanika tekutin 2005, pořádala Fakulta strojní Západočeské university v Plzni, Katedra energetických strojů a zařízení, Česká společnost pro mechaniku, Plzeň, 2005.
- [23] PTÁČEK, Luděk, CIHLÁŘ, Jaroslav, FORET, Rudolf, KOŘÍNEK, Zdeněk, PACAL, Bohumil, PĚNKAVA, Josef, STEIDL, Josef, ŠENBERGER, Jaroslav, ŠVEJCAR, Jiří, USTOHAL, Vladimír. *Nauka o materiálu II*, 2002. 2. opravené a rozšířené vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. ISBN 80-7204-248-3.
- [24] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů I: zásady konstruování* : spoje. 3. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992. Učební texty vysokých škol. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz>
- [25] *Axial fans*, 2009. Version 07. Katalog společnosti ebmpapst. Dostupné z <http://www.ebmpapst.com>.
- [26] *Centrifugal fans and blowers*, 2009. Version 07. Katalog společnosti ebmpapst. Dostupné z <http://www.ebmpapst.com>.
- [27] POSPÍŠIL, František. *Závitová a šroubová spojení: určeno [též] studentům*. Praha: SNTL, 1968. Řada strojírenské literatury. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz>
- [28] *Kapesní tabulky pro technickou praxi: všeobecně. Část I*. Vydání druhé české. Žďár nad Sázavou: NORMSERVIS, 2005.
- [29] Autor neuveden. *PUMP HANDBOOK*, 2004. Bjerringbro: Grundfos industry. Dostupné na adrese <http://www.grundfos.com>, [19-09-2014].
- [30] *Boedeker Plastics, Inc.*, 904 West 6th Street • Shiner, Texas 77984 USA, <http://boedeker.com>, [cit-2015-02].
- [31] Autor neuveden. *Regulační ventil TYP BR12A®*. Katalog společnosti Polna corp. s.r.o. (Česká republika) dostupný na adrese <http://www.polnacorp.eu/>. 2014-09.
- [32] HOCKO, Marián. *Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny*, 2012. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, ISBN 978-80-261-0218-2.
- [33] NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef. *Hydraulické stroje*, 1966. Vydání první. Praha Státní nakladatelství technické literatury.
- [34] NĚMEC, Jaroslav, DVOŘÁK, Jan, HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*, 1989. 1. vydání. Praha: SNTL. ISBN 80 – 03 – 00193 – 5.
- [35] KUBA, František. *Teorie pružnosti a vybrané aplikace: příručka pro vysoké školy technického směru*. Praha: SNTL, 1977. Řada strojírenské literatury.
- [36] BIRD, R. Byron, Warren E. STEWART a Edwin N. LIGHTFOOT. *Přenosové jevy: sdílení hybnosti, energie a hmoty*. Přeložil Štefan ŠALAMON, přeložil Vladimír MÍKA. Praha: Academia, 1968.

- [37] TOMÁŠEK, Jaroslav. Stroje pro 4. ročník středních průmyslových škol strojnických a pro nastavbové studium. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966. Řada strojírenské literatury. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz>
- [38] BRDIČKA, Miroslav, Ladislav SAMEK a Bruno SOPKO. *Mechanika kontinua*. Vyd. 2., opr. Praha: Academia, 2000. ISBN 80-200-0772-5.
- [39] BAUER, František, Oldřich BRŮHA a Zbyněk JANOŮR, PEŠEK, Rudolf, ed. *Základy proudění*. 2., zcela přeprac. vyd. Praha: Vědecko-technické nakladatelství, 1950. Technický průvodce (Česká matice technická).
- [40] RAŽNJEVIĆ, Kuzman. *Termodynamické tabulky*, 1984. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 2 sv. Edícia energetickej literatury (Alfa).
- [41] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory I*, 2004. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-346-3.
- [42] *100 let: historie a současnost vývoje a výroby parních turbin v Brně*. Praha: Trilabit, c2002. ISBN 80-902681-2-9.
- [43] DOKOUPIL, Eduard. *Turbíny pro Luftwaffe: zrod a popis prvních německých proudových motorů*. Světlá: Vydáno vlastním nákladem, 2015. ISBN 978-80-260-8153-1.
- [44] Autor neuveden. Turbodmychadla (nejen) pro čištění odpadních vod, *Techmagazín*. č. 5, 2011. ISSN 1804-5413.
- [45] CHILDS, Peter. *Rotating flow*, 2011. Elsevier. ISBN 978-0-12-382098-3.
- [46] CEJNAROVÁ, Andrea. 3D tisk náhradních dílů slibuje flexibilitu i úspory, *Technický týdeník*, č. 23, 2017. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [47] VRBKA, Dušan. Analýzy vybraných konstrukčních uzlů parních turbin s pomocí programu Ansys, *All for power*, č. 01, 2015. Praha: AF POWER agency, a.s., ISSN 1802-8535.
- [48] FORSTHOFFER, William. Dry gas seal types for low and high pressure applications, *Turbomachinery International Magazine*, 2019-11-23. <https://www.turbomachinerymag.com/dry-gas-seal-types-for-low-and-high-pressure-applications/> [cit. 2019-12-31].
- [49] *John Crane Group*, 2019. Výrobce suchoběžných plynových ucpávek. Adresa: Franklin Center, Chicago, Illinois, U.S.. Web: <https://www.johncrane.com/>.
- [50] STAHLEY, John S. *Dry Gas Seals Handbook*, 2005. Tulsa: PennWell Corporation PennWell. ISBN 978-1-59370-062-1.
- [51] *Schaeffler Technologies AG & Co. KG*, 2020. Výrobce ložisek. Adresa: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Industriestraße 1-3, 91074 Herzogenaurach, Germany. Web: <https://www.schaeffler.de/>.
- [52] Autor neuveden. Schaeffler zvyšuje spolehlivost ložisek pro větrné elektrárny uplatňováním konstrukčních opatření a řešení koncepce „Průmysl 4.0“, *Technický týdeník*, č. 18, 2018. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [53] MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H. *Energietechnik und Kraftmaschinen*, 1972. Hamburg: Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, ISBN 3-499-19042-7.
- [54] *MS 5002 Gas Turbine a Through D Evolution*, [2011]. Propagační článek společnosti GE. <http://www.ge.com>.

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Materiály a teorie strojních částí lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2020-01] Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/24.html>.