

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

**Příspěvky k návrhu Stirlingova motoru a pístového
parního motoru**

Contributions to design of Stirling engine and steam piston
engine

ZKRÁCENÁ VERZE HABILITAČNÍ PRÁCE



BRNO 2013

Klíčová slova

oběh Stirlingova motoru, ztráty ve Stirlingova motoru, termodynamický návrh pístového parního motoru

Key words

Stirling engine cycle, losses in Stirling engines, thermodynamic design of steam piston engine

Místo uložení práce

Oddělení pro vědu a výzkum Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně

Obsah

i. Oběh Stirlingova motoru	8
Zjednodušující předpoklady; Tlak v motoru v závislosti na objemu motoru; Řešení integrační konstanty; Exponent polytropy a stupeň izotermizace; p-φ a p-V diagram pro klikový mechanismus; Změna teploty pracovního plynu; Stirlingův oběh a Schmidtova idealizace; Další porovnávací oběhy Stirlingova motoru; Na závěr	
ii. Ztráta netěsností pístních kroužků u Stirlingových motorů	13
iii. Termodynamický návrh pístového parního motoru	19
Reálný p-V diagram; Přímá (direktní) spotřeba páry v motoru	

Představení autora habilitační práce

Jiří Škorpík se narodil v roce 1977 v Moravském Krumlově. V roce 2002 absolvoval FSI VUT v Brně program Strojní inženýrství, obor Tepelné a jaderné stroje a zařízení. Navazující doktorský program absolvoval na téže fakultě v oboru Konstrukční a procesní inženýrství a disertační práci "Příspěvek k návrhu Stirlingova motoru" obhájil v roce 2008.

Jiří Škorpík se od roku 2002 aktivně podílí na vývoji tepelných motorů pro energetiku. Nejprve se stal členem s 50% pracovním úvazkem vývojového projektu *Mikrocentrály pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla na bázi motoru s vnějším přívodem tepla*. Tento projekt započala v roce 2002 společnost Tedom, s.r.o. a v současnosti pokračuje již pod záštitou společnosti Strojírny Bohdalice, a.s. První dva roky byl projekt spolufinancován GAČRem. Cílem projektu je vyvinout komerčně využitelný motor unikátních vlastností zahrnující především mnohopalivovost při zachování kompaktnosti a využití sluneční energie. Autorovým úkolem v tomto projektu byl termodynamický a částečně i konstrukční návrh, vyhodnocení prvních měření a vypracování závěrů vedoucí ke zlepšení parametrů. V současnosti je v tomto projektu konzultantem. Projekt je ve stádiu předávání výrobní dokumentace pro předseriovou výrobu.

Od roku 2007 až doposud je řešitelem projektu *Výzkum a vývoj pístového parního motoru* a jeho příslušenství financovaný společností Tenza, a.s. a prvních 2,5 roku spolufinancovaný MPO. Jeho úkolem v tomto projektu je kompletní řízení projektu, konstrukční i termodynamický návrh a odzkoušení motoru a jeho úprava pro komerční využití. Projekt je v současnosti ve stádiu zkoušek v provozu, od kterých se odvíjí další vývoj.

Je autorem mnoha interních zpráv obchodních společností obsahující posudky nových technologií převážně v energetice, za účelem obchodního potenciálu. Jsou mu také zadávány krátkodobé výzkumné úkoly především v oblasti studií proveditelnosti vývoje nové technologie.

Je také pedagogicky činný a to na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Nejprve začínal s výukou na cvičení v předmětech *Zdroje a přeměna energie, Lopatkové stroje a Tepelné turbíny*, a to již v době svého postgraduálního studia. Postupem doby se systematicky zvyšovala jeho zainteresovanost především v předmětech *Lopatkové stroje a Tepelné turbíny* (1. ročník MS), které od roku 2012 kompletně vede. Má za sebou i několik přednášek pro odborné pracovníky z průmyslu tepelných strojů (Siemens turbomachinery, Honeywell...).

Aktivně působí v oblasti tepelných strojů jako jsou tepelné turbíny a pístové stroje s vnějším přestupem tepla a energetiky. Jeho odborným zaměřením je konstrukční i termodynamický návrh tepelných strojů, optimalizace termodynamických parametrů v závislosti na možnosti konstrukce stroje. Je specialistou na analytické návrhy takových strojů. V oblasti energetiky provádí tepelné bilance, jak prvotní návrhy tak výpočty za účelem optimalizace parametrů nebo hledání příčin snížení parametrů po určité době provozu.

Je publikačně činný především v odborném tisku zaměřený na energetiku, pravidelně přispívá na konference a je autorem online pokračujícího zdroje Transformační technologie, <http://www.transformacni-technologie.cz>. Aktivně se také podílí na řešení výzkumných projektů jejíž řešitelem je VUT Brno a je spoluautorem i několika výzkumných zpráv k těmto projektům.

Předmluva

Tato práce není kompletním vyčerpávajícím popisem postupu návrhu Stirlingova a pístového parního motoru, ale pouze výběrem příspěvků k takovým návrhům, ke kterým alespoň malou měrou přispěl autor této práce při vývoji a výzkumu těchto strojů.

Příspěvky k návrhu **Stirlingova motoru** pocházejí ze zkušeností při vývoji Stirlingova motoru o výkonu 6 až 10 kWe prováděný v letech 2002 až 2010 společností Tedom s.r.o., a ve kterém od roku 2010 až doposud pokračuje společnost Strojírny Bohdalice a.s. (vývoj od předešlé společnosti odkoupila). Motor je určen primárně pro výrobu elektřiny ze slunečního záření a pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla z ušlechtilého paliva. V současnosti je provozováno několik prototypů v pro tyto účely vybudovaných laboratořích, ve kterých se jako palivo používá zemní plyn. Laboratoře se nacházejí ve městě Hořovice. Další prototyp je testován přímo v ohnisku zrcadlové paraboly, která je umístěna v obci Bohdalice, kde se sbírají informací související s takovým typem zdroje energie. Vývojový tým je dlouhodobě několikačlenný cca 3..5 osob, vedoucím vývoje je od začátku ing. Josef Brož. Tento projekt zahrnuje kompletní vývoj a výzkum problémů konstrukce, životnosti, spolehlivosti, výroby, provozu a oběhu Stirlingova motoru. Sekundárním vývojem je problematika konstrukce a funkce solární paraboly a spalovacího systému v případě jsou-li zdrojem tepla horké spaliny. Dílčím výsledkem vývoje byla sestavena nová analytická metoda návrhu oběhu Stirlingova motoru, který umožňuje poměrně přesně stanovit parametry motoru a zároveň sjednocuje a zpřesňuje několik typů oběhů, které do dnešní doby byly při návrhu používány. Také byly objasněny zkušenosti s vlivem netěsností pístních kroužků na výkon motoru pomocí teorie podobnosti trendů tlaku v motoru.

Habilitační práce obsahuje následující výstupy z uvedeného vývoje Stirlingova motoru:

- (1) Návrh oběhu Stirlingova motoru s libovolným exponentem polytropie, přičemž definuje jeho hodnotu pro různé případy.
- (2) Přibližný výpočet rozsahu změny teploty pracovního plynu v libovolné části pracovního objemu motoru.
- (3) Přibližná energetická bilance regenerátoru.
- (4) Konstrukce T-s diagramu oběhu reálného motoru a způsob jeho vyhodnocení.
- (5) Přibližný výpočet množství pracovního plynu v motoru.
- (6) Výpočet vlivu netěsnosti pístních kroužků na práci oběhu a stanovení deformace p-V diagramu, kterou netěsnost způsobuje.

Tato zkrácená verze habilitační práce obsahuje pouze statě (1), (2) a (6).

Příspěvky k návrhu **pístového parního motoru** pocházejí především ze zkušeností při vývoji vzoru pístového parního motoru pro výkony 10 až 30 kWe/válec prováděný v letech 2007 až doposud společností Tenza, a.s. Motor je určen pro výrobu elektřiny z nízkopotenciálního tzv. odpadního tepla (například na výfuku ze spalovacího motoru), pro redukci tlaku páry nebo jako motor do malých tepláren na biomasu. V současnosti (jaro 2013) je testován polokomerční provoz motoru v bioplynové stanici. Vývojový tým je dlouhodobě jednočlenný s občasným doplněním odborníka pro řešení určitého detailu (není započítán tým pro vývoj malého parního kotle), vedoucím vývoje je Jiří Škorpík (autor habilitační práce) od jeho samého počátku. Mimo výzkumu a vývoje konstrukce (který zde není z licenčních důvodů uveden), která využívá nové materiály i možnosti obrábění oproti dřívějším konstrukcím parních strojů se projekt také zaměřuje na výzkum a vývoj termodynamického návrhu motoru, protože vyvíjený vzor parního motoru je navržen velmi jednoduše a bez regulace plnění (kvůli ceně a co nejvyšší spolehlivosti) zaměřil se výzkum především na zpřesnění výpočtu spotřeby páry v motoru. Uvedený vzor je totiž nutně

pro každou aplikaci upravit podle spotřeby páry. Jakákoliv odchylka navržené spotřeby od skutečné vede na velké snížení výkonu a tedy i vnitřní termodynamické účinnosti motoru. Tato habilitační práce obsahuje následující originální výstupy z uvedeného vývoje pístového parního motoru:

- (1) Termodynamický návrh pístového parního motoru pomocí i - s diagramu (dříve pomocí konstrukce p - V diagramu).
- (2) Vytvoření rozvodového diagramu dvojčinného parního motoru pomocí konstrukce křivky polohy šoupátka v závislosti na zdvihu (tento postup byl konstruktérům znám již dříve, ale vzhledem k náročným početním operacím používali zjednodušenou konstrukci rozvodového diagramu pomocí kružítka a pravítka, proto je tato část spíše jen doplňkovým příspěvkem).

Tato zkrácená verze habilitační práce obsahuje pouze stať (1).

Popsané projekty vývoje Stirlingova a pístového parního motoru jsou financovány, především v posledních letech, pouze ze soukromých finančních prostředků uvedených společností, a proto zde prozatím nemohou být v plné míře uváděny některé výsledky dokládající přesnost výše vyjmenovaných metod návrhu těchto strojů. Z těchto důvodů obsahují jednotlivé kapitoly úlohy s řešením pro získání představ o aplikaci nových postupů a jejich význam a přínos pro návrh daného motoru.

Většina zde uvedených informací je postupně zveřejňována a zpřesňována na konferencích, v odborném tisku a především na on-line pokračujícím zdroji "Transformační technologie, <http://www.transformacni-technologie.cz/>".

Poznámka

Táto zkrácená verze habilitační práce neobsahuje výše zmíněné úlohy a odvození či důkazy platnosti rovnic.

Značení použitých veličin

Vzhledem k tomu, že jednotlivé příspěvky se týkají různých částí problematiky návrhu není zde uveden seznam použitých veličin a zkratk. Jednotlivé veličiny jsou popsány přímo tam, kde se vyskytují.

Použité veličiny jsou uvedeny pod rovnicemi a obrázky nebo v textu ve formátu:

symbol veličiny [značka jednotky] veličina

Použité veličiny a zkratky jsou uvedeny pouze jednou, při prvním výskytu v textu dané kapitoly.

Odkazy

Seznam použité literatury a jiných odkazů je uveden na konci každé kapitoly.

Oběh Stirlingova motoru

Ve Stirlingově motoru probíhá uzavřený tepelný oběh, pomocí něhož se transformuje teplo na práci. Z konstrukce tepelného oběhu motoru lze přibližně vypočítat průběh tlaku v motoru a odtud další parametry (vnitřní práce motoru, kroutící moment atd.). Přesnost takového výpočtu je přímo úměrná tomu jak blízké jsou skutečné termodynamické děje probíhající v motoru dějům, které jsou použity pro konstrukci tepelného oběhu motoru. Oběh Stirlingova motoru, který je zde popsán vychází z několika typů oběhů používaných pro výpočet oběhu Stirlingova motoru. Tyto oběhy mají společné znaky (zjednodušující předpoklady).

Zjednodušující předpoklady

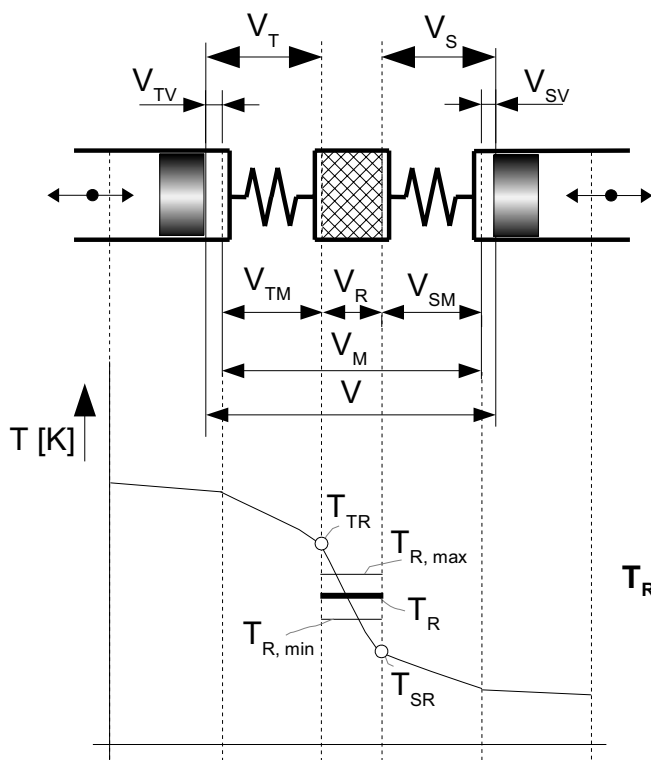
Oběh Stirlingova motoru, který je zde popsán platí za určitých zjednodušujících předpokladů:

- (1) Střední hodnota exponentu polytropy je stejná ve válcích i v mrtvém objemu Stirlingova motoru.
- (2) Teplotní poměr na hranici regenerátoru je konstantní $\tau = T_{TR} / T_{SR} = \text{konst.}$
- (3) V celém pracovním objemu motoru je stejný tlak (neprobíhá žádná tlaková ztráta při proudění plynu).
- (4) Pracovní plyn je ideální plyn.
- (5) Pracovní objem je dokonale těsný.
- (6) Oběh je ustálený.

Sez. 1. Zjednodušující předpoklady pro konstrukci oběhu Stirlingova motoru.

Tlak v motoru v závislosti na objemu motoru

Pracovní objem motoru lze rozdělit do tří objemů, mrtvý objem, objem válce na teplé a studené straně motoru. Střední teplota pracovního plynu v jednotlivých objemech se během jednoho cyklu může měnit (v závislosti na indexu polytropy) mezi maximální a minimální hodnotou:



Rov. 1. Teploty pracovního plynu.

T [K] teplota; V [m^3] objem.

Index T označuje teplou stranu motoru;

index S označuje studenou stranu

motoru; index V označuje objem válce;

index M označuje mrtvý objem; index R

označuje objem regenerátoru; index TR

označuje rozhraní mezi teplou stranou

motoru a regenerátoru; index SR

označuje rozhraní mezi studenou

stranou motoru a regenerátoru.

Průběh teploty v regenerátoru (mezi

teplotami T_{TR} a T_{SR}) může být

libovolný, ale jeho střední hodnota musí

odpovídat polytropické změně.

Odvození rovnice střední teploty

pracovního plynu v regenerátoru je

uvedeno například v [2].

$$T_R = \frac{T_{SR} - T_{TR}}{\ln\left(\frac{T_{SR}}{T_{TR}}\right)}$$

Z uvedených předpokladů řešení lze odvodit rovnici pro tlak pracovního plynu v motoru jako funkci jeho objemu:

$$p = \frac{C_{int}}{V_{red}^n}; \quad V_{red} = V_{TV} + \tau \cdot V_{SV} + V_{TM} + \tau \cdot V_{SM} + \tau_R \cdot V_R$$

$$\tau = \frac{T_{TR}}{T_{SR}} = \text{konst.}; \quad \tau_R = \frac{T_{TR}}{T_R} = \text{konst.}$$

Rov. 2. Tlak pracovního plynu v motoru v závislosti na objemu motoru.

p [Pa] tlak pracovního plynu v motoru; C_{int} [Pa·m³] integrační konstanta; n [-] střední hodnota exponentu polytropy (exponent polytropy se během oběhu ve skutečnosti mění); τ [-] teplotní poměr na hranici regenerátoru; τ_R [-] teplotní poměr mezi teplotou na teplé straně regenerátoru a střední teplotou v regenerátoru; V_{red} [m³] redukovaný objem.

Z rovnice je zřejmé, že průběh tlaku je především závislý na teplotách na hranicích regenerátoru, nikoliv na teplotách ve válcích. K chodu motoru je nutný teplotní rozdíl mezi teplou a studenou stranou. Tento teplotní rozdíl v případě nepřerušovaného pohybu pístu může nastat pouze pomocí regenerátoru. Při přetržitém pohybu pístů lze teplotní rozdíl vytvořit skokovou změnou (jako v případě Stirlingova oběhu uvedeného níže).

Řešení integrační konstanty

Fyzikální interpretace integrační konstanty je patrná po formální úpravě rovnice tlaku:

$$p \cdot (V_{red})^n = C_{int} = \text{Konst.}$$

Rov. 3. Fyzikální interpretace integrační konstanty.

Integrační konstantu lze vypočítat z jakéhokoliv bodu oběhu, ve kterém je znám tlak a velikost redukovaného objemu V_{red} .

Exponent polytropy a stupeň izotermizace

V ustáleném stavu může být exponent polytropy v intervalu $\langle 1; \kappa \rangle$ (κ [-] exponent adiabaty). Exponent polytropy nemůže být menší jak **1**. Je-li n rovno κ , potom je motor dokonale tepelně izolovaný a mezi teplou a studenou stranou motoru nemůže vzniknout teplotní gradient (τ je rovno **1** a vnitřní práce motoru je nulová). V případě $n=1$ probíhají v motoru pouze izotermické děje, a izotermický děj lze považovat i za porovnávací vůči skutečným dějům:

$$v = \frac{\kappa - n}{\kappa - 1}; \quad n = \kappa - v(\kappa - 1)$$

Rov. 4. Střední hodnota exponentu polytropy motoru.
 v [-] stupeň izotermizace*.

*Stupeň izotermizace

Stupeň izotermizace určuje jak moc je polytropický děj v daném objemu blízko izotermickým změnám. Jeho hodnota může být v intervalu $\langle 0; 1 \rangle$. Čím blíže je hodnota poměru v hodnotě **1**, tím blíže je děj probíhající v daném objemu izotermickému ději, a naopak čím blíže je hodnota poměru v hodnotě **0**, tím blíže je děj probíhající v daném objemu adiabatickému ději. Rozdíl $\kappa-1$ je maximální možná odchylka polytropického děje v motoru od izotermického děje:

	ν [-]
(a)	$\approx 0,5$
(b)	$< 0,5$
(c)	$> 0,5$

Tab. 1. Hodnoty stupně izotermizace.

a motor s ideálním sdílením tepla mezi pracovním plynem a stěnami motoru (např. motory Tedom, United Stirling V160); **b** motory s malou teplosměnnou plochou, vyšší otáčky, malý mrtvý objem; **c** motory s velkou teplosměnnou plochou, malé otáčky, velký mrtvý objem nebo motory s řízeným tepelným tokem (obtěžně realizovatelné).

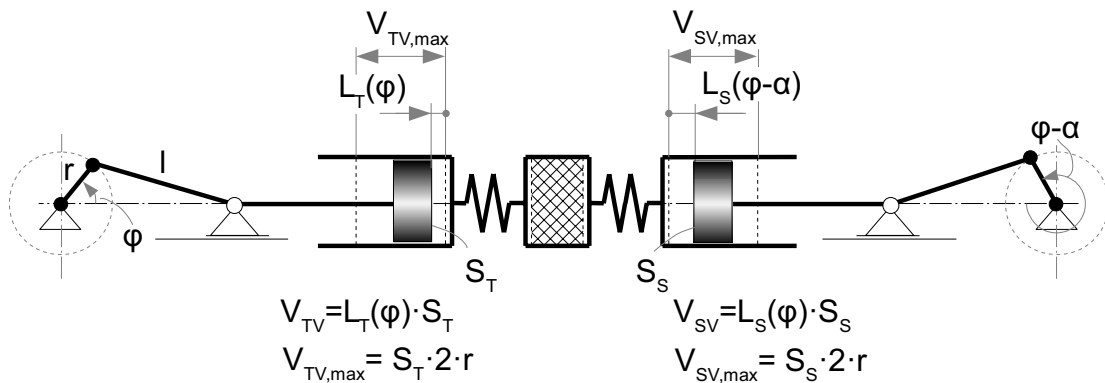
Exponent polytropy je tedy funkcí **$n=f(\text{otáčky motoru; geometrie motoru; pracovní plyn})$**

Naměřený stupeň izotermizace může ukázat na konstrukční nedostatky motoru.

p-φ a p-V diagram pro klikový mechanismus

Tlak v motoru je podle Rov. 2. funkcí objemů motoru. Nejčastěji je pohyb pístů realizován pomocí zalomené hřídele, potom jsou objemy motoru funkcí pootočení hřídele φ (p-φ diagram) ($V_{TV}(\varphi)$;

$V_{SV}(\varphi)$):



Rov. 5. Kinematika pístů (α-modifikace).

φ [rad] pootočení hřídele; α [rad] úhlové zpoždění pohybu pístu na studené straně za pohybem pístem na teplé straně; r [m] poloměr kliky; l [m] délka ojnice; L [m; %] poloha pístu na teplé straně T a na studené straně S ; S [m²] průřez válce na teplé straně T a na studené straně S .

Pro výpočet polohy pístů lze použít zjednodušené vztahy pro klikový mechanismus:

$$V_{TV} = S_T \left[l + r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi)} - r \cdot \cos(\varphi) \right]$$

$$V_{SV} = S_S \left[l + r - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi - \alpha)} - r \cdot \cos(\varphi - \alpha) \right]$$

Rov. 6. Objemy válců v závislosti na pootočení hřídele.

Kombinací Rov. 2. a rovnic Rov. 6. vznikne rovnice tlaku jako funkce φ . Z extrému funkce $p(\varphi)$ lze určit minimální, maximální tlak a tlakový poměr během jedné otáčky $\varphi < 0; 2\pi$):

$$p_{\max} = \frac{C_{\text{int}}}{V_{\text{red,min}}^n}; \quad p_{\max} = \frac{C_{\text{int}}}{V_{\text{red,max}}^n}; \quad \varepsilon = \frac{p_{\max}}{p_{\min}}$$

$$V_{\text{red,min}}; \quad V_{\text{red,max}}; \quad (a) \frac{dV_{\text{red}}}{d\varphi} = 0 \Rightarrow \varphi_{\min}; \quad \varphi_{\max}$$

$$(b) \varphi_{\min} \approx \arctg \left(\frac{\tau \frac{S_s}{S_T} \cdot \sin \alpha}{1 + \tau \frac{S_s}{S_T} \cos \alpha} \right); \quad (c) \varphi_{\max} \approx \varphi_{\min} + \pi$$

Rov. 7. Maximální a minimální tlak a tlakový poměr.

ε [-] tlakový poměr; φ_{\min} [rad] pootočení hřídele, při kterém bude redukováný objem minimální $V_{\text{red,min}}$;

φ_{\max} [rad] pootočení hřídele, při kterém bude redukováný objem maximální $V_{\text{red,max}}$.

Pokud je zadáno p_{\max} lze vypočítat integrační konstantu C_{int} z rovnice pro p_{\max} . Úhly φ_{\min} ; φ_{\max} lze určit iteračním výpočtem z rovnice a a v prvním kroku iterace použít hodnoty z rovnic b a c (φ_{\min} ; φ_{\max} pro případ sinusového pohybu pístů).

Střední tlak oběhu se vypočítá podle věty o střední hodnotě funkce z funkce $p(\varphi)$:

$$p_{\text{st}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p(\varphi) d\varphi$$

Rov. 8. Střední tlak oběhu.

Jestliže je zadán pouze střední tlak oběhu určí se C_{int} iteračním způsobem* z výsledku Rov. 8.

Stejným postupem lze odvodit rovnice pohybu pístů i pro ostatní modifikace Stirlingova motoru.

Změna teploty pracovního plynu

Pokud $n \neq 1$ znamená to mimo jiné, že se musí měnit i teplota pracovního plynu v jednotlivých objemech motoru podle rovnic:

$$T_T = \left(\frac{p_{\max}}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} T_{T,\max}; \quad T_S = \frac{T_T}{T}; \quad T_R = \frac{T_T}{T_R}$$

$$T_{T,\text{st}} = \frac{T_{T,\max} \cdot p_{\max}^{\frac{1-n}{n}}}{2\pi} \int_0^{2\pi} p^{\frac{n-1}{n}} d\varphi; \quad T_{S,\text{st}} = \frac{T_{T,\text{st}}}{T}; \quad T_{R,\text{st}} = \frac{T_{T,\text{st}}}{T_R}$$

Rov. 9. Teplota pracovního plynu v jednotlivých objemech motoru.

T_T [K] teplota pracovního plynu na teplé straně motoru; T_S [K] teplota pracovního plynu na studené straně motoru; T_R [K] teplota pracovního plynu v regenerátoru.

Odvození bylo provedeno pro zjednodušující předpoklad $T_{TR} = T_T$; $T_{SR} = T_S$; index $_{\text{st}}$ označuje střední hodnotu teploty pracovního plynu za celý oběh.

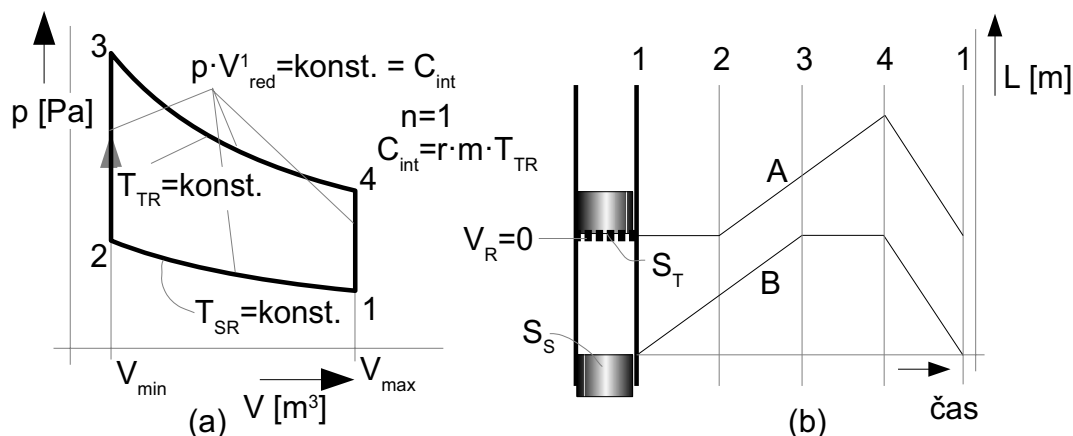
Jak je patrné z rovnic změna teploty kopíruje změny tlaku a je tím větší čím větší je střední teplota pracovního plynu ve vyšetřovaném objemu. Jestliže jsou zadány pro výpočet pouze střední hodnoty teplot ($T_{T,\text{st}}$; $T_{S,\text{st}}$; $T_{R,\text{st}}$), potom při výpočtu průběhu teplot se postupuje iteračním způsobem pro zjištění teploty $T_{T,\max}$. To znamená, že v prvním kroku se teplota $T_{T,\max}$ odhadne, vypočítá podle Rov. 9. teplota $T_{T,\text{st}}$ a pokud se výrazně liší od zadané hodnoty výpočet opakovat s novým odhadem teploty $T_{T,\max}$.

Stirlingův oběh a Schmidtova idealizace

Stirlingův oběh a Schmidtova idealizace* jsou zjednodušené avšak velmi populární postupy výpočtu tlaku v motoru podle Rov. 2. pro $n=1$. Stirlingův oběh předpokládá lineární pohyb pístů, Schmidtova idealizace sinusový pohyb pístů.

Gustav Schmidt; 1826–1881

Profesor na Německém polytechnickém ústavu království Českého. Svou idealizaci oběhu Stirlingova motoru publikoval v roce 1871.



Rov. 10. Stirlingův oběh.

a p–V diagram; b trajektorie pohybu pístů.

r [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] individuální plynová konstanta; m [kg] hmotnost pracovního plynu v motoru.

A trajektorie pohybu pístu na teplé straně; B trajektorie pohybu pístu na studené straně.

Oběh předpokládá nulový objem mrtvých objemů i regenerátoru, lineární pohyb pístů, $n=1$.

Další porovnávací oběhy Stirlingova motoru

Theodor Finkelstein definoval oběh pro $n=\kappa$, který modeloval metodou konečných prvků [3], [2, str. 87]. V současnosti nejpoužívanějším je oběh s adiabatickými změnami ve válcích a izotermickými změnami v mrtvých objemech motoru. Autory tohoto oběhu jsou Israel Urieli a David Berchowitz [1] (k řešení autoři sestavili soustavu diferenciálních rovnic, které řešili metodou Runge–Kutta). Soustava rovnic je popsána např. [2, str. 23 (strana ve vázané verzi práce)].

Na závěr

Zde popsáný termodynamický oběh vychází ze středních hodnot mnoha veličin, které jsou ve skutečnosti proměnné (teplotní poměry, index polytropy, který je pro každý objem jiný a pod). Hmotnost pracovního plynu v pracovním objemu motoru není také ve skutečnosti konstantní (střídavý vnik/únik pracovního plynu přes pístní kroužky). Tyto okolnosti (především poslední zmíněná) podstatným způsobem ovlivňují tvary diagramů s čímž je potřeba počítat.

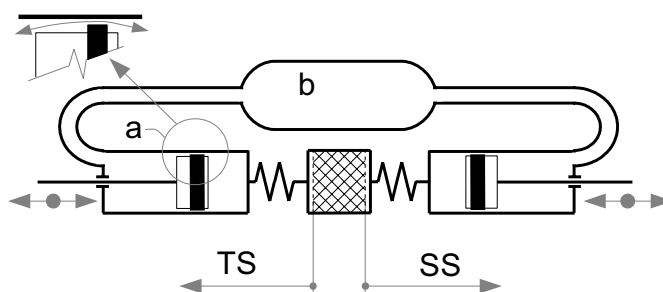
Odkazy

1. URIELI, Israel, BERCHOWITZ, David. *Stirling Cycle Engine Analysis*, 1984. 1. vydání. Bristol: Adam Hilger Ltd., ISBN 978-0996002196.
2. MARTINI, William. *Stirling engine design manual*, 2004. Přetisk vydání z roku 1983. Honolulu: University press of the Pacific, ISBN: 1-4102-1604-7.
3. WALKER, Graham. *Dvigateli Stirlinga/Двигатели Стирлинга*, 1985. Doplněný Ruský překlad knihy: WALKER, Graham *Stirling engine*, 1980. Oxford: Oxford University Press.

Ztráta netěsností pístních kroužků u Stirlingových motorů

Netěsnost pístních kroužků je obvykle největší ztrátou výkonu Stirlingova motoru jak naznačují praktické zkušenosti s provozem. Často se jedná o hlavní technologický problém při vývoji nového motoru. K netěsnosti pístních kroužků dochází kvůli drsnosti povrchu válce pístního kroužku, rozdílu průměru válce a kroužku a v důsledku vibrací při chodu stroje.

Pístní kroužky jsou na pístech na teplé i studené straně motoru. Pístní kroužky oddělují pracovní objem motoru od objemu pod písty. Objem pod písty může podle typu modifikace motoru sloužit jako vyrovnávací prostor nebo může být dalším pracovním prostorem v případě dvojitěho motoru. Tlak se v pracovním objemu motoru během jednoho cyklu výrazně mění. V případě, že prostor pod písty není pracovní, potom by měl být tak velký, aby zde byl tlak přibližně konstantní. Netěsnostmi v pístních kroužcích uniká pracovní plyn do prostoru pod písty, když nad pístem je tlak vyšší než pod ním a obráceně. To znamená, že hmotnost pracovního plynu v pracovním objemu motoru není konstantní.

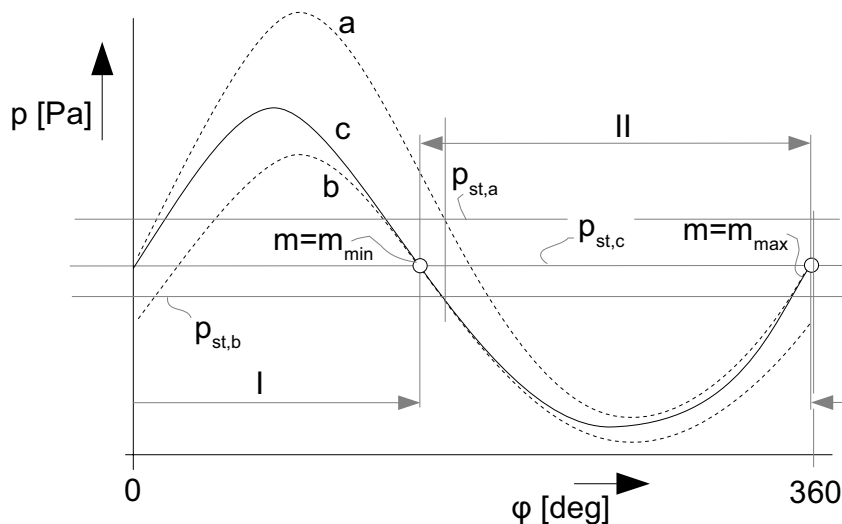


Obr. 1. Schéma Stirlingova motoru a-modifikace.

a pístní kroužek; **b** prostor pod pístem propojený s vyrovnávací nádrží; **TS** teplá strana motoru; **SS** studená strana motoru.

Obrázek ukazuje střídavý únik pracovního plynu přes netěsnost pístních kroužků mimo pracovní objem a zpět.

Hmotnost pracovního plynu v motoru se během jednoho oběhu mění mezi maximálním a minimálním množstvím. Oběh lze tedy rozdělit na dvě části. V první části oběhu se množství pracovního plynu snižuje (pracovní plyn proudí netěsnostmi z pracovního objemu) a v druhé zvyšuje (pracovní plyn proudí netěsnostmi do pracovního objemu). Tato změna množství pracovního plynu má dopad na tvar p-V diagramu. Přesněji řečeno se sníží maximální tlak oběhu a zvýší minimální tlak oběhu oproti případu dokonale těsných pístních kroužků. Změna tlaku není obvykle tak velká, ale přesto se **vnitřní práce motoru** může výrazně snížit. Toto významné snížení je způsobeno posunutím maximální hodnoty tlaku více doleva v p-φ diagramu. To znamená, že maximální tlak nastane dříve než v případě dokonale těsných pístních kroužků:



Obr. 2. Vliv netěsnosti pístních kroužků na tvar $p-\varphi$ diagramu*.

a $p-\varphi$ diagram pro případ $m=m_{\max}$ -dokonale těsné pístní kroužky; **b** $p-\varphi$ diagram pro případ $m=m_{\min}$ -dokonale těsné pístní kroužky; **c** $p-\varphi$ diagram motoru s netěsnými pístními kroužky (hmotnost pracovního plynu se mění v intervalu $m_{\max}..m_{\min}$).

p [Pa] tlak pracovního plynu; p_{st} [Pa] střední tlak; φ [deg] pootočení hřídele motoru; m [kg] hmotnost pracovního plynu v pracovním objemu motoru.

I hmotnost pracovního plynu se snižuje; **II** hmotnost pracovního plynu se zvyšuje.

**Poznámka*

Znázorněný diagram odpovídá Stirlingovu motoru α -modifikace a pro tlak pod písty přibližně konstantní. V případě dvojčinného motoru bude výsledná křivka **c** složitější, protože tlak pod pístními kroužky se bude významně měnit.

Netěsnost pístních kroužků je definována jako poměr maximální změny hmotnosti pracovního plynu a hmotnosti pracovního plynu v pracovním objemu motoru pro případ dokonale těsných pístních kroužků:

$$\mu'' = \frac{\Delta m}{m}$$

Rov. 2. Hmotnostní poměr.

μ'' [-] hmotnostní poměr; Δm [kg] množství pracovního plynu, které střídavě uniká z pracovního objemu netěsnostmi pístních kroužků; m [kg] množství pracovního plynu v pracovním objemu pro případ dokonale těsných pístních kroužků.

U těsných motorů se pohybuje poměr $\mu'' < 0,02..0,05$ * (to odpovídá PTFE kroužkům a pracovní plyn **He**).

Motory s vyšším μ'' lze označit za netěsné. Netěsnost motoru se měří buď za klidu stroje nejlépe při různých tlacích a teplotách nebo ji lze přibližně spočítat podle následujícího postupu.

**Poznámka*

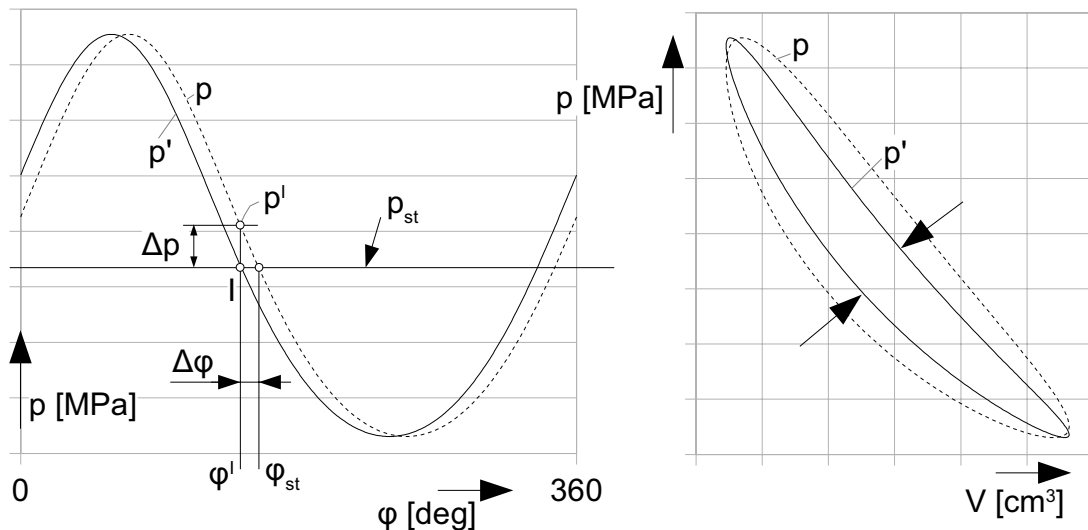
V motoru jsou i jiné netěsnosti respektive objemové propojení pracovního objemu s objemem pod písty.

Při porovnávání naměřeného $p-\varphi$ diagramu s výpočtem podle kapitoly "Oběh Stirlingova motoru" byla zjištěna podobnost [12, str. 63]. Naměřený průběh tlaku byl tvarem podobný vypočítanému, ale posunutý o určitou diferenci $\Delta\varphi$ a zploštělý v extréměch tlaku o Δp . Na základě těchto poznatků byly vytvořeny zjednodušující podmínky řešení oběhu Stirlingova motoru s netěsnými pístními kroužky:

- (1) Oběh Stirlingova motoru pro případ dokonale těsných pístních kroužků (ideální oběh) odpovídá rovnici tlaku ze str. 22.
- (2) Tlak plynu pod písty je konstantní a odpovídá střednímu tlaku v pracovním objemu motoru.
- (3) Netěsnost pístních kroužků způsobuje posun ideálního oběhu o úhel $\Delta\varphi$.
- (4) Změna tlaku je přímo úměrná úbytku pracovního plynu v motoru (lineární model).
- (5) Rozdíl tlaku (mezi maximálním/minimálním tlakem pro případ oběhu s dokonalou těsností pístních kroužků a oběhem pro netěsné pístní kroužky) je ekvivalentní poloviční hodnotě Δm .
- (6) Pracovní plyn uniká z pracovního objemu pouze přes pístní kroužky.
- (7) Únik pracovního plynu není tak velký, aby ovlivňoval střední teplotu pracovního plynu v pracovním objemu a exponent polytropy.
- (8) Oběh je ustálený.

Sez. 1. Zjednodušující předpoklady pro stanovení změny tvaru p-V diagramu.

Je-li tlak funkcí pootočení hřídele $p(\varphi)$ potom průběh tlaku posunutý o $\Delta\varphi$ je funkcí pootočení a posunutí $p'(\varphi+\Delta\varphi)$. Posunutí $\Delta\varphi$ je možné vypočítat z bodu minimálního množství pracovního plynu v pracovním objemu motoru:



$$p' = \frac{C_{int}}{V_{red}^n(\varphi + \Delta\varphi)}; \quad \Delta\varphi = \varphi_{st} - \varphi'$$

$$\frac{C_{int}}{p_{st}} = V_{red}^n(\varphi_{st}) \Rightarrow \varphi_{st}; \quad \frac{C_{int}}{p'} = V_{red}^n(\varphi') \Rightarrow \varphi'; \quad p' = \frac{p_{st}}{1 - \mu''}$$

Rov. 3. Posunutí průběhu tlaku a jeho vliv na tvar p-V diagramu.

p tlak pro případ dokonale těsných pístních kroužků; p' tlak posunutý o diferenci $\Delta\varphi$; C_{int} [Pa·m³] integrační konstanta; n [-] střední hodnota exponentu polytropy; V_{red} [m³] redukovaný objem; V [m³] pracovní objem motoru.

Z p-V diagramu je patrné, že posunutí p- φ diagramu o $\Delta\varphi$ způsobuje zúžení oběhu a snížení vnitřní práce motoru.

Rovnice objemu V_{red} závisí na typu mechanismu pístu. Nejčastěji se používá **klikový mechanismus**. Pro případ nekonečně dlouhé ojnice $l \rightarrow \infty$ (kde l [m] je délka ojnice) lze odvodit rovnici pro výpočet $\Delta\varphi$ přímo:

$$\varphi_{st} = \arccos \left(\frac{2}{V_{TVmax}} \left(\frac{C_{int}}{p_{st}} \right)^{\frac{1}{n}} - A \right) + \beta; \quad \varphi' = \arccos \left(\frac{2}{V_{TVmax}} \left(\frac{C_{int}}{p'} \right)^{\frac{1}{n}} - A \right) + \beta$$

$$A = 1 + \tau \cdot k_1 + 2 \cdot k_2 \cdot V_{M,red}; \quad k_1 = \frac{S_S}{S_T}; \quad k_2 = \frac{V_{M,red}}{V_{TV,max}}; \quad V_{M,red} = V_{TM} + \tau \cdot V_{SM} + \tau_R \cdot V_R$$

$$B = -\sqrt{x^2 + z^2}; \quad x = 1 + \tau \cdot k_1 \cdot \cos \alpha; \quad z = \tau \cdot k_1 \cdot \sin \alpha; \quad \beta = \arctan \left(\frac{z}{x} \right)$$

Rov. 4. Zjednodušené rovnice pro výpočet $\Delta\varphi$.

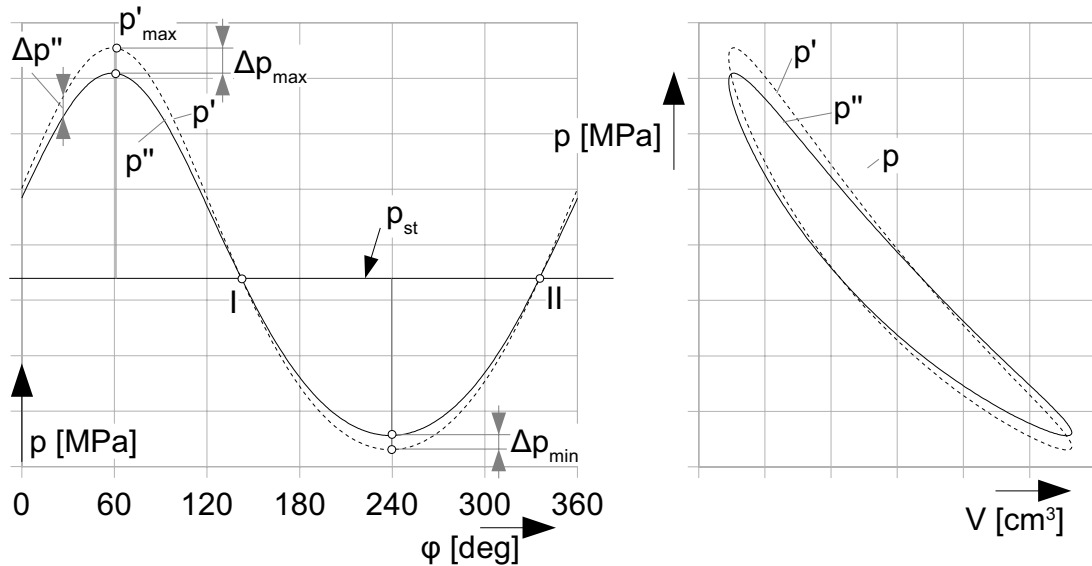
τ [-] teplotní poměr na hranici regenerátoru; τ_R [-] teplotní poměr mezi teplotou na teplé straně regenerátoru a střední teplotou v regenerátoru; S [m²] průřez válce na teplé straně T a na studené straně S ;

α [rad] úhlové zpoždění pohybu pístu na studené straně za pohybem pístem na teplé straně.

Značení odpovídá značení použité v [Rov. 2, Oběh Stirlingova motoru].

Rovnice jsou odvozeny pro případ nekonečně dlouhé ojnice $l \rightarrow \infty$.

Střídavá změna hmotnosti pracovního plynu v pracovním objemu způsobuje i pokles tlakového poměru. Podle předpokladu (4) je změna tlaku přímo úměrná změně hmotnosti pracovního plynu:



$$p'' = p' - (p' - p_{st}) \gamma; \quad \gamma = \frac{\mu'' \cdot p_{max}}{2(p_{max} - p_{st})}$$

Rov. 5. Změna tlaku a jeho vliv na průběh p - φ diagramu a p - V diagramu.

γ [-] konstanta úměrnosti změny tlaku; p'' [Pa] předpokládaný průběh tlaku v případě netěsnosti pístních kroužků.

Je evidentní, že opotřebení pístních kroužků bude způsobovat významné snížení vnitřní práce motoru, proto je účelné vytvořit závislost vnitřní práce motoru na hmotnostním poměru μ'' z pracovního objemu motoru.

Poznámka

Z definice $\Delta\varphi$ je zřejmé, že pro $p_{st} = \text{konst.}$ a $\mu'' = \text{konst.}$ bude posunutí tím větší čím větší bude mrtvý objem motoru.

Z provedených výpočtů se ukazuje, že vliv netěsnosti pístních kroužků na práci oběhu je velký. Již při úniku plynu o 13% se sníží vnitřní práce motoru o 50%, při úniku okolo 20% je motor prakticky neprovoznoschopný. Netěsnost je závislá na drsnosti povrchu válce, deformaci pístního kroužku a vibrací motoru. Velikost netěsnosti lze přibližně vypočítat z rovnic pro průtok plynů tryskou:

$$\Delta m = \mu \cdot A \sqrt{\frac{p_{st}}{v_{st}}} \int_{tI}^{tII} \chi_m \cdot dt; \quad (a) \quad \Delta m = \frac{\mu \cdot A}{2 \cdot \pi \cdot n} \sqrt{\frac{p_{st}}{v_{st}}} \int_{\varphi I}^{\varphi II} \chi_m \cdot d\varphi$$

$$\chi_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1}} \sqrt{\left(\frac{p''}{p_{st}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p''}{p_{st}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}; \quad (b) \quad \pi = \frac{p''}{p_{st}} > \pi^*$$

Rov. 6. Přibližný výpočet průtoku plynu netěsností.

a rovnice platná pro $n = \text{konst.}$; **b** podmínka platnosti rovnic.

μ [-] průtokový součinitel*; A [m²] ekvivalentní průtočná plocha (netěsnost); v [m³·kg⁻¹] měrný objem plynu; n [s⁻¹] otáčky; χ_m [-] průtokový faktor; κ [-] konstanta adiabaty; π [-] tlakový poměr (v rovnici **a**

se jedná o Ludolfovo číslo); π^* [-] kritický tlakový poměr pracovního plynu.

Rovnice byly odvozeny pro ideální plyn a pro proudění beze ztrát*.

*Poznámka

Průtokový součinitel zohledňuje ztráty při proudění plynu otvorem. Průtokový součinitel závisí na drsnosti i tvaru netěsnosti otvoru. Průtokový součinitel ideální trysky $\mu = 1$. Pro válcovou trysku je $\mu \approx 0,6..0,9$ -záleží na poměru průměru a délky. Pro netěsnost mezi pístním kroužkem a stěnou válce bude μ pravděpodobně menší.

Protože oblast pístních kroužků je chlazená a teplota pracovního plynu pod písty je přibližně konstantní není nutné v takových případech provádět výpočet pro každý pístní kroužek samostatně.

Z Rov. 6. plyne i závislost hmotnostního průtoku na měrném objemu pracovního plynu respektive teplotě. Plyn na teplé straně, který proudí netěsností pístních kroužků pod píst je teplejší než plyn, který proudí touto netěsností zpět. To způsobuje, že v části **II** oběhu vnikne do pracovního prostoru více plynu než z něj uniklo v části oběhu **I**. Proto se do pístu vyvrtává malá díra/tryska* (o průměru několik desetin mm-podle velikosti $V_{TV\max}$, druhu plynu a tlakovém poměru), která zvýší únik plynu a zároveň vytváří rovnováhu mezi únikem a návratem pracovního plynu. Na studené straně je situace přesně opačná, ale rozdíl teplot není tak velký a nerovnováha na teplé straně hmotnostní bilance převažuje.

*Poznámka

Tryska se provádí v místě, kde nehrozí velké rozdíly teplot mezi plynem pod pístem a nad pístem-například na studené straně motoru.

Uvedený postup návrhu oběhu Stirlingova motoru pro případ netěsností pístních kroužků vychází z měření na experimentálních motorech z let 2002 až 2012. Tyto experimenty prováděla společnost **Tedom a.s.** [4] respektive společnost **Strojírny Bohdalice, a.s.** [6], která v roce 2010 vývoj Stirlingových motorů převzala. Projekt v té době vedl Ing. Josef Brož. Některá měření jsou dostupná v [7].

Odkazy

1. MAHKAMOV, Khamid, DJUMANOV, D. Three-dimensional CFD modeling of a Stirling engine, *Proceedings of the 11th International Stirling engine conference*, 19.-21. November 2003. Roma: Department of Mechanical and Aeronautical Engineering University of Rome "La Sapienza".
2. WALKER, Graham. Elementary design guidelines for Stirling engines, *Proceedings of the 14th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1979. Boston: American Chemical Society.

3. WALKER, Graham. *Dvigateli Stirlinga/Двигатели Стирлинга*, 1985. Doplněný Ruský překlad knihy: WALKER, Graham *Stirling engine*, 1980. Oxford: Oxford University Press.
4. *Tedom a.s.*, 2012. Společnost se zabývá výrobou a vývojem kogeneračních jednotek. Adresa: Výčapy 195, Třebíč, 674 01. Web: <http://tedom.cz>.
5. MARTINI, William. *Stirling engine design manual*, 2004. Přetisk vydání z roku 1983. Honolulu: University press of the Pacific, ISBN: 1-4102-1604-7.
6. *Strojírny Bohdalice, a.s.*, 2012. Výroba a vývoj strojních zařízení. Adresa: Bohdalice, 683 41. Web: <http://www.strobo.cz>.
7. ŠKORPÍk, Jiří. *Příspěvek k návrhu Stirlingova motoru*, 2008. Disertační práce obhájená na Vysokém učení technickém v Brně, Fakulta strojního inženýrství, v oboru Konstrukční a procesní inženýrství v roce 2008, ISBN 978-80-214-3763-0 (Ph.D. thesis).

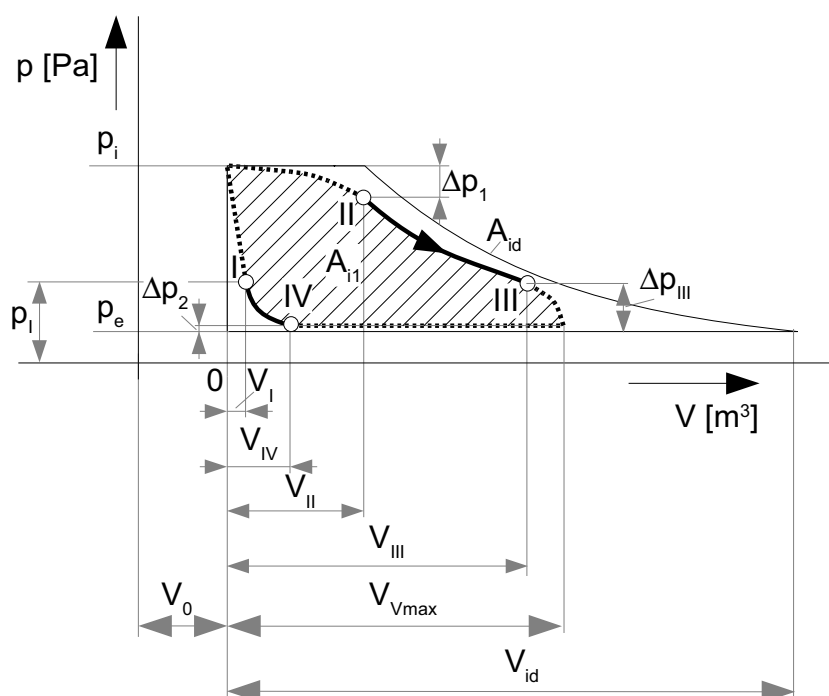
Termodynamický návrh pístového parního motoru

Termodynamickým návrhem se především rozumí stanovení předpokládaného p-V diagramu motoru, vnitřní práce motoru, spotřeby páry a vnitřní účinnosti. Tyto výpočty nejsou obtížné, ale je nutné předem odhadnout některé vlastnosti motoru a energetické ztráty.

Především k odhadu ztrát při konstrukci předpokládaného p-V diagramu a výpočtu spotřeby páry je třeba přistupovat rezervovaně s vědomím jisté nepřesnosti.

Reálný p–V diagram

Oproti ideálnímu p–V diagramu zohledňuje reálné technické možnosti (typ konstrukce, typ rozvodu páry...) a podmínky za jakých mohou jednotlivé termodynamické děje ve válci motoru probíhat:



Obr. 1. Reálný p–V diagram parního motoru.

Δp [Pa] tlakové ztráty; V_{Vmax} [m³] zdvihový objem válce; A_{II} [J] vnitřní práce motoru připadající na jeden pracovní objem*; V_0 škodný objem (pracovní objem motoru po odečtení zdvihového objemu).

*Pracovní objem motoru

Je to teoretický objem, který se nachází mezi pístem v dolní úvrati a uzavřeným vstupem páry do válce. V případě, že motor je dvojitý má dva pracovní objemy.

Zdvihový objem V_{Vmax}

Zdvihový objem V_{Vmax} je menší než odpovídá ideálnímu zdvihovému objemu V_{id} . Při malém přetlaku nad pístem působí na píst i menší síla, která už může být menší než je třecí síla v mechanismech, a tedy pohyb pístu by práci nekonal, ale spotřebovával. Doporučené hodnoty tlakové diference Δp_{III} , kdy je vhodné ukončit expanzi jsou uvedeny v [1, str. 18] (tyto hodnoty jsou doporučené pro dosažení maximální efektivity využitá energie v páře pro dané parametry páry na vstupu a výstupu). Jedná se o čistý zdvihový objem tedy po odečtení i objemu pístní tyče.

Škodný objem V_0

Má negativní vliv na spotřebu páry. Jeho velikost závisí na typu rozvodu a udává se v procentech vzhledem k velikosti zdvihového objemu [1, str. 18]. Nejmenší velikosti bývají u ventilových rozvodů největší u pístových šoupátek.

Plnicí objem V_{II} a tlaková ztráta Δp_1

Plnění ovlivňuje práci připadají na pracovní objem a také měrnou spotřebu páry. Ideální plnění (pro zadaný vstupní a výstupní tlak) je takové, aby následující expanze páry II-III byla ukončena pro předpokládaný Δp_{III} . Pro plnění přibližně pod $50\% V_{Vmax}$ je vhodnější už požit pro rozvod páry dvou šoupátek nebo ventily. Tyto faktory ovlivňují podstatně nejen konstrukci motoru, ale i cenu. Proto zvláště u menších výkonů je nutné zvážit klady a záporu ideálně navrženého plnění. Při proudění páry rozvody do válce dochází k tlakové ztrátě, která se zvyšuje s tím jak se rozvod páry postupně zavírá. Výsledná tlaková ztráta Δp_{II} může být poměrně vysoká a její obvyklé hodnoty jsou uvedeny například v [1, str. 18]. Křivka tlaku na tomto úseku se odhaduje pomocí předpokladu podobnosti p-V diagramů pístových parních motorů (křivky si jsou podobné tvarem) získaných z měření-indikací na již provozovaných motorech.

Expanze páry ve válci na úseku II-III

Na tomto úseku probíhá expanze páry uzavřená ve válci po ukončení plnění. Tato expanze ideálně probíhá izoentropicky. Průběh expanze ovlivňuje stav páry (zda je mokrá, sytá, přehřátá) a teplota a velikost vnitřní stěn motoru, které pára smáčí a také rychlost expanze (otáčky motoru). Expanze tedy neprobíhá izoentropicky, ale polytropicky s poměrně vysokou izoentropickou účinností. Konec expanze III se pohybuje od 85 do 95% zdvihovému objemu válce (větší čísla platí pro větší otáčky kondenzační stroje).

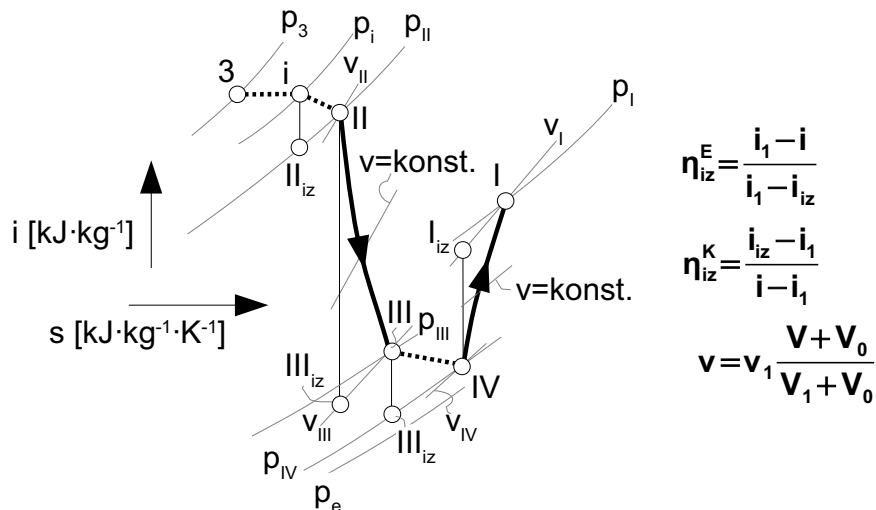
Výfuk páry III-IV a tlaková ztráta Δp_2

Po začátku otvírání rozvodů páry v okamžiku III začne pára proudit z válce přes rozvody páry z motoru. Výfuk páry se otvírá ještě předtím než píst dosáhne své dolní úvratí, aby se tlak páry ve válci snížil dříve než píst změní směr pohybu. Proudění výfukové páry způsobuje tlakovou ztrátu Δp_2 a tlak páry ve válci je o tuto ztrátu vyšší oproti tlaku na výstupu z motoru. Křivka tlaku na tomto úseku se odhaduje pomocí předpokladu podobnosti p-V diagramů pístových parních motorů (křivky si jsou podobné tvarem) získaných z měření-indikací na již provozovaných motorech.

Kompresa páry IV-I a rozvodový okamžik I

Na rozdíl od ideálního případu zůstane v pracovním objemu motoru část nevyfouklé páry. Podobně jako při expanzi i tato komprese probíhá ideálně izoentropicky, ale ze stejných příčin jako u expanze probíhá polytropicky. Kompresa je ukončena okamžikem I, tedy otevřením kanálů pro vstup páry do válce dříve než dosáhne tlak páry ve válci tlaku p_1 . Protože jinak by komprese páry v pracovním objemu musela začít dříve (okamžik IV by se posunul blíže okamžiku III), což by způsobilo snížení vnitřní práce. Tlak p_1 by neměl přesáhnout $0,6 \cdot p_1$ [1, str. 18]. Vhodné velikosti objemu V_I a tlaku p_1 při ukončení komprese a otevření plnění jsou uvedeny například v [1, str. 20].

Tlak páry ve válci p v jednotlivých objemech lze stanovit z i-s diagramu nebo lze použít jednodušší, ale rychlejší řešení konstrukce polytrop popsané v [1, str. 20] či [2].



$$\eta_{iz}^E = \frac{i_1 - i}{i_1 - i_{iz}}$$

$$\eta_{iz}^K = \frac{i_{iz} - i_1}{i - i_1}$$

$$v = v_1 \frac{V + V_0}{V_1 + V_0}$$

Obr. 2. Stav páry v pracovním objemu motoru v jednotlivých okamžicích*.

p_3 [Pa] tlak páry ve zdroji páry; v [$m^3 \cdot kg^{-1}$] měrný objem páry ve vyšetřovaném bodě; η_{iz}^E ; η_{iz}^K [-] izoentropická účinnost expanze respektive komprese**; i [$kJ \cdot kg^{-1}$] měrná entalpie páry ve vyšetřovaném bodě. Index $_{iz}$ značí stav páry pro případ izoentropického děje; index **I** startovní bod expanze či komprese. K dějům v pracovním objemu mezi okamžiky **II–III** a **IV–I** přistupujeme jako by se odehrávaly v uzavřené termodynamické soustavě (lze použít uvedený vztah pro výpočet měrného objemu páry). K dějům v pracovním objemu mezi okamžiky **I–II** a **III–IV** přistupujeme jako by se odehrávaly v otevřené termodynamické soustavě (nelze použít uvedený vztah pro výpočet měrného objemu páry).

**Poznámka*

Po otevření rozvodů páry pro výfuk (okamžik **III**) je pracovní objem motoru propojen s odvodním potrubím. V okamžiku **III** je v pracovním objemu tlak vyšší než ve výfukovém potrubí a probíhá škrcení páry, tak jak se postupně tlak v pracovním objemu snižuje až na tlak p_{IV} . Na tomto úseku ještě není píst zcela v dolní úvrati a ta pára, která je v pracovním objemu částečně koná práci, proto se nejedná úplně o čisté škrcení výfukové páry a měrná entalpie výstupní páry se mírně snižuje (téměř bezvýznamně). Po vyrovnání tlaků mezi pracovním objemem a výfukovým potrubím je tedy teplota páry poměrně vysoká a odpovídá entalpii páry po škrcení. Ke snížení její teploty dojde až v kondenzátoru (snížení vnitřní energie páry). V případě, že okamžik **IV** spadá do mokré páry vycházíme z měrného objemu pro sytou páru při daném tlaku, protože vodní kapičky mají velice malý objem a jsou nestlačitelné, proto jejich vliv na kompresi **IV–I** je minimální.

***Izoentropická účinnost*

Podle konstrukce a stavu páry se pohybuje kolem 0,95. Pro sytou páru a pomaloběžné stroje menší účinnosti, pro přehřátou páru a rychloběžné stroje větší účinnosti. Na úseku **i–II** v ideálním případě probíhá izobarický děj, ale při zavírání vstupu do válce již pára částečně expanduje a tlaková diference Δp_1 není způsobena pouze škrcením. Děj na tomto úseku lze tedy nahradit obecným dějem s velmi nízkou izoentropickou účinností cca 0,15 (odhad autora). Stejný postup lze aplikovat i na úsek **III–IV**.

Pracovní objem pod pístem i nad pístem jsou v podstatě totožné. Pouze v případě, že na jedné straně prochází skrz pracovní objem pístní tyč je tento objem a tedy i p–V diagram menší.

Je výhodné místo absolutní hodnoty objemu na osu objemu vynášet procento objemu nebo zdvihu ($V=L(\%)$). Výsledná plocha neudává přímo práci jednoho pracovního objemu, ale vynásobením příslušným měřítkem (objem, který odpovídá jednomu procentu zdvihu). V takovém případě je bezrozměrná konstrukce diagramu stejná jak pro dolní tak i horní pracovní objem a pouze příslušná měřítka jsou odlišná.

Je-li znám zdvihový objem i počet cyklů za jednotku času (otáčky—je zvykem uvádět počet otáček za minutu) potom je možné vypočítat, už po konstrukci p–V diagramu, **vnitřní výkon motoru**:

$$P_i = \underbrace{(A_{i1} + A_{i2} + \dots + A_{ik})}_{A_i} \frac{n}{60 \cdot 10^3}$$

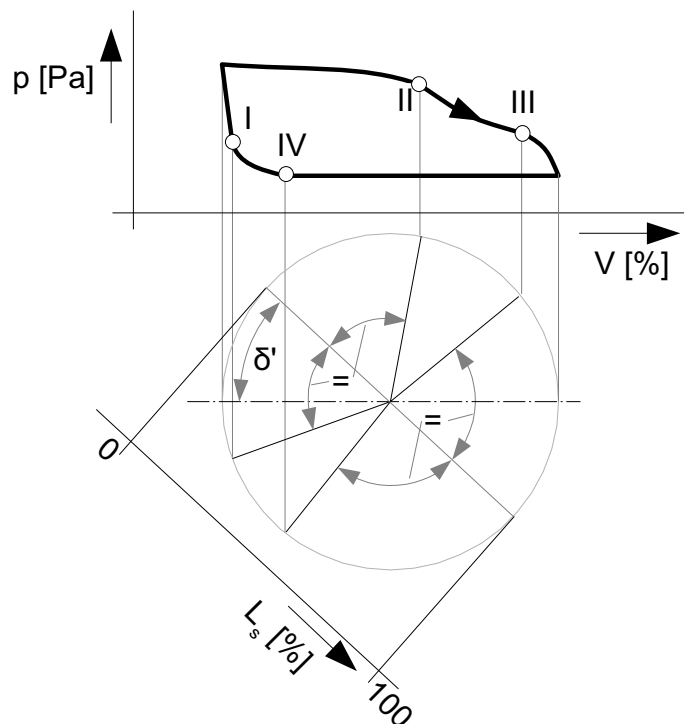
Rov. 1. Vnitřní výkon motoru.

P_i [kW] vnitřní výkon motoru s k —počtem pracovních objemů; n [min^{-1}] otáčky motoru* (počet pracovních cyklů za minutu); A_i [J] vnitřní práce motoru.

**Poznámka*

V této úrovni výpočtu se otáčky odhadují. Pokud motor pohání asynchronní generátor lze vycházet z předpokladu, že frekvence otáčení těchto generátorů je přibližně o 2,5 až 2,7% větší než je frekvence el. sítě, do které je připojen. Otáčky se upřesní během výpočtu výkonové rovnováhy mezi motorem a spotřebičem mechanické práce.

Při navrhování p–V diagramu je už nutné znát typ rozvodu, protože to má vliv na provázanost jednotlivých rozvodových okamžiků. Například v případě, že motor bude mít jen jedno šoupátko, tak změnou jednoho rozvodového okamžiku se proporcionálně musí změnit všechny. To je dáno tím, že o otevření/uzavření parních kanálů do válce rozhoduje jen jeden společný mechanický orgán—šoupátko. Naopak v případě čtyřventilového rozvodu má každý parní kanál válce svůj vlastní mechanický orgán—ventil, které se mohou pohybovat nezávisle na sobě. Proto v takovém případě posunutím jednoho rozvodového okamžiku v p–V diagramu mohou ostatní zůstat beze změny:



Obr. 3. Rozvodové okamžiky v p–V diagramu motoru s jedním šoupátkem.

L_s [%] zdvih šoupátka vyjádřený v procentech; δ' [deg] úhlové zpoždění pohybu šoupátka za pohybem pístu, představuje pootočení od okamžiku, kdy píst dosáhl své horní úvrati do okamžiku, kdy je ve své horní úvrati šoupátko (pro případ nekonečně dlouhé ojnice šoupátka i pístu).

Diagram odvozen pro šoupátko se symetrickým pohybem (dráha jeho pohybu z dolní do horní polohy v závislosti na pootočení hřídele je stejná pouze zrcadlově otočená jako jeho dráha z horní do dolní polohy).

Popis situace na obrázku.

Pohyb šoupátka je přímočarý vratný se zdvihem L_s . Jak je patrné z funkce šoupátka stejná hrana

šoupátka, která začne odkrývat parní kanál pro vstup páry do válce (okamžik I) kanál při zpětném pohybu uzavře (okamžik II-kdy šoupátko bude mít týž zdvih). To platí i pro okamžiky **III** a **IV**. Odtud změnou polohy jednoho okamžiku se musí změnit všechny okamžiky a případně i úhel δ' . při návrhu p-V diagramu motoru s tak velkými konstrukčními omezeními je nejlépe navrhnout nejdříve úsek mezi body **II-III** a pokles tlaku mezi tlaky p_{III} a p_{IV} a až poté vyřešit kompresi mezi body **IV-I** s případnou změnou δ' .

U středně výkonných parních motorů mají válce dvě šoupátka, přičemž jedno slouží pro plnění a druhé pro výfuk. Tímto nejsou polohy plnicích okamžiků závislé na výfukových.

Návrh p-V diagramu se provádí paralelně s úpravami na konstrukci motoru a naopak (úprava škodných objemů, velikosti rozvodových orgánů, velikosti písní tyčí apod.).

Přímá (direktní) spotřeba páry v motoru

Vnitřní spotřeba páry v jednom pracovním objemu je množství páry, která se spotřebuje během jednoho cyklu v jednom pracovním objemu (bez uvažování kondenzace páry uvnitř pracovních objemů a netěsností). Výpočet množství bývá nepřesný (průtok se periodicky mění a i ztráty) a většinou se vychází ze zkušeností a měření spotřeby na podobných konstrukčně a výkonových motorech podle parametru páry, které se tabelizují. Tabulky přímé spotřeby páry pro jednotlivé typy motorů a stavů páry jsou uvedeny ve většině knih zabývajících se návrhem pístového parního motoru. V češtině např. [1, str. 34]. Pokud jsou známy stavy páry v jednotlivých rozvodových okamžicích lze přímou spotřebu páry přibližně vypočítat podle následujícího postupu.

Před vstupem páry do pracovního objemu v okamžiku **I** není tento objem prázdný a obsahuje páru v množství m_{IV} :

$$m_{ik} = m_{II} - m_{IV} = (V_0 + V_{II}) \frac{1}{v_{II}} - (V_0 + V_{IV}) \frac{1}{v_{IV}}$$

Rov. 2. Přímá spotřeba páry v jednom pracovním objemu.

m_k [kg] přímá spotřeba páry v jednom pracovním objemu. m_{II} [kg] množství páry v pracovním objemu v okamžiku **II**; m_{IV} [kg] množství páry v pracovním objemu v okamžiku **IV**.

Měrné objemy páry na vstupu a výstupu se odečtou z i-s diagramu H_2O na Obr. 2. Měrný objem páry v pracovním objemu v okamžiku **II** přibližně odpovídá měrnému objemu páry při tlaku p_{II} a měrné entalpii páry na vstupu do pracovního objemu. Měrný objem páry v okamžiku **IV** závisí na délce adiabatické expanze a zařízení, které je na výfukovém potrubí stroje (kondenzátor, parovod...).

Přímou spotřebu páry motoru za jednotku času (je zvykem uvádět spotřebu páry za jednu hodinu) se vypočítá z přímé spotřeby páry všech pracovních objemů v motoru a vynásobí počtem cyklů za jednotku času (otáčkami):

$$\dot{m}_i = (m_{i1} + m_{i2} + \dots + m_{ik}) \cdot n \cdot 60$$

Rov. 3. Přímá spotřeba páry motoru.

Spotřeba páry v motoru složený z k -počtu pracovních objemů.

\dot{m}_i [$kg \cdot h^{-1}$] přímá spotřeba páry v motoru.

Měrná přímá spotřeba páry v motoru udává kolik **kg** páry je potřeba na výrobu **1 kWh** vnitřní práce:

$$\mu_i = \frac{\dot{m}_i}{P_i}$$

Rov. 4. Měrná přímá spotřeba páry v motoru.

μ_i [kg·kWh⁻¹] měrná přímá spotřeba páry v motoru (za P_i dosazeno v kW).

Uvedený postup termodynamického návrhu pístového parního motoru vychází z provozu a měření na experimentálních motorech společnosti **Tenza, a.s.** [5] prováděné v letech 2010 až 2011.

Odkazy

1. KLÁG, Josef. *Parní stroje a turbíny-Obsluha a provoz*, 1952. 1. vydání. Praha: ROH-práce-vydavatelství knih.
2. KALČÍK, Josef, SÝKORA, Karel. *Technická termomechanika*, 1973. 1. vydání, Praha: Academia.
3. MILLER, Rudolf, HOCHRÄNER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H. *Energietechnik und Kraftmaschinen*, 1972. Hamburg: Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, ISBN 3-499-19042-7.
4. ŠKORPÍK, Jiří. Transformace energie v lopatkových strojích, *Transformační technologie*, 2009. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/transformace-energie-v-lopatkovych-strojich.html>.
5. *Tenza, a.s.*, 2012. Společnost zabývající se mimo jiné vývoje pístového parního motoru a jeho příslušenství. Adresa: Svatopetrská 7, 617 00 Brno, Česká republika. Web: <http://www.tenza.cz>.
6. INOZEMCEV, N. *Kurs teplových dvigatelej*, 1954. 3. vydání. Moskva: Gocudarctvennoe izdatelstvo oboronnoj promyšlennosti.
7. KROPÍK, František. *Projektování energetických zařízení v malých a středních závodech*, 1972. První vydání. Praha: SNTL.