

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
nositelka Řádu práce

Výzkumné a zkušební pracoviště
spalovacích motorů

DOPRAVNÍ ÚČINNOST NAFTOVÝCH
MOTORŮ
Habilitační práce

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
nositelka Řádu práce

Výzkumné a zkušební pracoviště
spalovacích motorů

DOPRAVNÍ ÚČINNOST NAFTOVÝCH MOTORŮ
Habilitační práce

Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Liberec, červen 1979

OBSAH

	Přehled použitých označení	4
1.0	Úvod	7
2.0	Cíl práce	10
3.0	Teoreticko-výpočtová část	11
3.1	Plnění a výměna obsahu válce	11
3.1.1	Veličiny z teorie výměny obsahu válce	12
3.1.2	Výměna obsahu válce přeplňovaného motoru	14
3.2	Dopravní účinnost	16
3.2.1	Dopravní účinnost dle jednotlivých autorů	17
3.2.2	Skutečnosti ovlivňující dopravní účinnost	21
3.3	Vztah pro dopravní účinnost zahrnující časování rozvodu	30
3.3.1	Odvození vztahu	31
3.3.2	Praktická aplikace	41
3.3.3	Výpočet dle jednotlivých autorů	47
3.4	Vliv některých parametrů na dopravní účinnost	49

3.4.1	Vliv stupně komprese	49
3.4.2	Vliv vtokového součinitele	50
3.4.3	Vliv otáček motoru	51
3.4.4	Vliv časování rozvodu	53
3.4.5	Vliv teploty a tlaku plnicího vzduchu	56
3.5	Přibližný výpočet dopravní účinnosti. Orientační stanovení rozvodových dat	59
4.0	Technicko-ekonomické hodnocení	66
5.0	Závěr	67
	Použitá literatura	69

Příloha: Seznam a stručná anotace vědeckovýzkumných
prací, publikační činnost, odborné posudky

POUŽITÁ OZNAČENÍ

a	součinitel tlakové ztráty	
c_s	střední rychlost pístu	m/s
d	průměr talíře ventilu	m
h	zdvih ventilu obecně	m
$h_{\max}$	zdvih ventilu maximálně	m
k	adiabatický exponent	
l	délka ojnice	m
m	molová hmotnost	kg/kmol
n	otáčky motoru	1/min
n_a	polytropický exponent expanze z bodu r do bodu a	
n_j	jmenovité otáčky motoru	1/min
n_1	polytropický exponent komprese $a - c$	
n_2	polytropický exponent expanze $z - b$	
n_3	polytropický exponent expanze $d - r$	
n_4	polytropický exponent expanze $r - r'$	
n	polytropický exponent expanze $r - a$	
p	tlak obecně, tlak ve válci	Pa
$p_a, p_r \dots p_b$	tlak v jednotlivých bodech indikátorového diagramu	Pa
p_k	tlak plnicího vzduchu před sacím ventilem	Pa
p_v	tlak vzduchu za výfukovým ventilem	Pa
r	poloměr kliky	m
s	dráha pístu	m
s_x	proměnná dráha pístu	m
v	měrný objem	m ³ /kg
z	počet sacích ventilů připadajících na jeden válec	
D	vrtání válce	m
G_o	množství čerstvé náplně ve válci	kg
G_t	teoretické množství náplně ve válci odpovídající zdvihovému objemu při daných atmosferických podmínkách	kg
M	molový průtok	kmol/s
	množství látky	kmol
M_d	dodávané množství čerstvé náplně	kmol/s

M_e	množství čerstvé náplně ve válci	kmol
M_p	množství pracovní náplně	kmol
M_t	teoretické množství náplně ve válci odpovídající zdvihovému objemu při daných atmosferických podmínkách	kmol
M_{zb}	množství zbylých spalin ve válci	kmol
R	obecná plynová konstanta	J/K.kmol
S_c	vtokový průřez celkový	m ²
S_{max}	vtokový průřez jednoho ventilu maximální	m ²
S_p	obsah (plocha) pístu	m ²
S_v	okamžitý vtokový průřez jednoho ventilu	m ²
T	teplota obecně	K
$T_a, T_r \dots T_b$	teplota v jednotlivých bodech indikátorového diagramu	K
T_k	teplota plnicího vzduchu před sacím ventilem	K
ΔT	změna teploty nasávaného vzduchu	°C
V	objem obecně	m ³
$V_a, V_r \dots V_b$	objem v jednotlivých bodech indikátorového diagramu	m ³
V_k	množství vzduchu ve válci při teplotě T_k a tlaku p_k	m ³
V_m	molový objem	m ³ /kmol
V_v	objem vzduchu dodávané množství vzduchu	m ³ /hod
V_{zb}	objem zbylých spalin	m ³
V_M	zdvihový objem motoru	m ³
V_Z	zdvihový objem válce	m ³
Z	zdvih pístu	m
α	úhel v sedle ventilu	°
α_{vp}	stupeň vypláchnutí zbytků spalin	
β	poměr $\frac{\sigma_v}{\sigma_{pmax}}$	
δ	poměr S_{max}/S_p	
δ_T	součinitel teplotní změny při plnění válce	
ϵ	stupeň komprese	
ϵ_x	poměrné stlačení	
η_d	dopravní účinnost	
η_{vp}	součinitel vypláchnutí válce (vyplachovací účinnost)	

η_{vv}	součinitel využití vyplachovacího vzduchu	
η_{ab}	součinitel zbylých spalín	
λ	klikový poměr	
μ	vtokový součinitel	
ϵ_1	součinitel odpovídající poměru měrného tepla spalín při teplotě T_a a měrného tepla nasávaného vzduchu při teplotě T_a (při stálém tlaku)	
ϵ_2	součinitel uvažující vypláchnutí spalovacího prostoru při překrytí ventilů	
ϵ_3	součinitel uvažující dodatečné naplnění válce	
ϱ	poměrné zvýšení množství vzduchu potřebného k vypláchnutí spalovacího prostoru k docílení rovnosti výpočtu se skutečností	
σ	poměrné otevření	
σ_φ	úhlové poměrné otevření	
$\sigma_{\varphi_{max}}$	úhlové poměrné otevření maximální	
φ	úhel pootočení klikového hřídele obecně	o
φ_e	činný úhel vačky	o
φ_x	proměnný úhel pootočení klikového hřídele	o
φ_1	úhel otevření sacího ventilu před HÚ	o
φ_2	úhel zavření sacího ventilu za DÚ	o
φ_3	úhel otevření výfukového ventilu před DÚ	o
φ_4	úhel zavření výfukového ventilu za HÚ	o
φ'	poměrný úhel obecně	

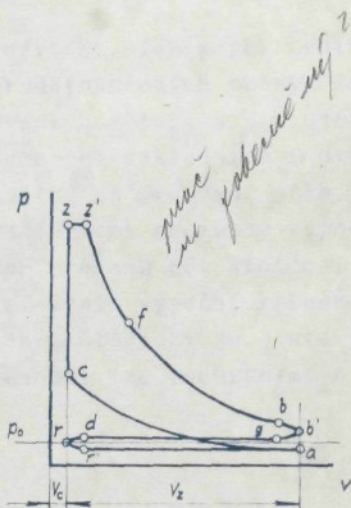
1.0 ÚVOD

Vývoj posledních let, zakotvený mj. i v základních dokumentech jakými je kupř. "Směrnice pro hospodářský a sociální rozvoj ČSSR v letech 1976-1980" schválená XV. sjezdem KSČ, se projevuje v projekci a výrobě nových pohonných jednotek pro automobilovou dopravu, jejichž charakteristickými rysy jsou zvyšování výkonu, růst hospodárnosti a zmenšení nepříznivého vlivu na životní prostředí, to vše při dodržení požadavku vysoké spolehlivosti a rostoucí životnosti. Tento trend nutně znamená přehodnocení některých tradičních postupů, vede ke snahám využít nových druhů paliv a v současné době se projevuje zcela konkrétně mj. použitím přeplňovaných motorů u automobilů.

Uvedené skutečnosti vyžadují, aby byly mj. nově posouzeny a zhodnoceny dosavadní znalosti o dějích probíhajících ve spalovacím motoru a tedy předpokládají, aby byla nadále věnována pozornost jednotlivým fázím i pracovnímu oběhu jako celku.

Tepelný výpočet spalovacího motoru, uvažující všechny reálné jevy, patří k nejobtížnějším a nejsložitějším výpočtům inženýrské praxe. Zejména oblast výměny obsahu válce a na ni bezprostředně navazující procesy se stálým množstvím pracovního média, nejsou přes řadu dílčích prací z posledních let zpracovány metodicky natolik, aby mohly být jako celek v běžné praxi použity. Jakýkoliv takovýto výpočet předpokládá zavedení řady zjednodušení a předpokladů, které zkreslují probíhající jevy a neposkytují vždy zcela hodnověrný obraz o přeměně tepla a mechanické energie.

Pracovní oběh reálného motoru se především v důsledku teplotných a hydraulických ztrát liší od oběhu teoretického, a proto je třeba k tepelnému výpočtu motoru použít oběhu, který alespoň v maximální možné míře odpovídá skutečnosti. Použijeme-li pro výpočet pracovní oběh znázorněný na obr. 1, můžeme tento popsat následovně:



Obr. 1

1. úsek rr' - vyplachování spalovacího prostoru v procesu sání po část překrytí sacího s výfukového ventilu
2. úsek $r'a$ - plnění válce při $p \approx \text{konst.}$
3. úsek ac - polytropická komprese (s polytropickým exponentem $n_1 \leq k_1$)
4. úsek cz - spalování při $v = \text{konst.}$
úsek zz' - spalování při $p = \text{konst.}$
5. úsek $z'f$ - dohořívání (s polytropickým exponentem n^+)
6. úsek fb - polytropická expanze (s polytropickým exponentem $n_2 \geq k_2$)
7. úsek bb' - volný výfuk (s polytropickým exponentem n_b)
8. úsek $b'g$ - nucený výfuk (s polytropickým exponentem $n_{b'}$)
9. úsek gd - nucený výfuk při $p = \text{konst.}$
10. úsek dr - vyplachování spalovacího prostoru v procesu výfuku po část doby překrytí sacího a výfukového ventilu.

Ke stanovení tlaku, teploty a množství plynů v jednotlivých charakteristických bodech uvedeného pracovního oběhu můžeme použít známých termodynamických závislostí. Provedený výpočet dává hodnoty, které se samozřejmě ve větší či menší míře odlišují od skutečných, protože jednak vychází z některých zjednodušujících předpokladů, jednak neuvažuje některé jevy existující v reálném motoru. K získání představy a zejména pro vzájemné porovnání různých variant však může poskytnout dostatečné podklady.

Vlastní výpočet je možné provádět na různé úrovni, na které závisí nejen hodnověrnost výsledků, ale i jeho

složitost. Tak kupř. Lenin /8/, /9/ používá základních termodynamických vztahů částečně upravených pro případ spalovacího motoru a jím uváděný výpočet je vhodný pouze pro pochopení základních souvislostí a vlivu rozhodujících parametrů na pracovní oběh. S druhé strany kupř. Kalabin /12/ uvádí velmi podrobný výpočet založený na teorii polytropických procesů při stálém i proměnném množství pracovního média. Tento výpočet zpřesňuje představy o probíhajících dějích, metodicky je jistě přínosem, ale pro jeho složitost a pracnost lze pochybovat o jeho praktické použitelnosti. -

2.0 CÍL PRÁCE

Jak již bylo konstatováno, používá se v poslední době, především v nákladní automobilové dopravě, stále častěji jako pohonných jednotek motorů přepínaných turbodmychadly. I když tyto motory nejsou novinkou v kolejové a lodní dopravě, nelze zkušenosti z těchto oborů nekriticky přenášet mj. pro zcela odlišný pracovní režim automobilového motoru. Znamená to, provést řadu výpočtových, konstrukčních a experimentálních prací, které by poskytly nutné, zevšeobecnitelné informace.

Jedním ze základních předpokladů zvýšení výkonu motoru je maximálně možné naplnění válce charakterizované dopravní účinností a závislé mj. na časování rozvodu, jehož výzkum, zejména je-li prováděn na plnorozměrovém motoru, je záležitost časově, technicky a ekonomicky velmi náročná. Cílem práce je odvození vztahu pro dopravní účinnost zahrnujícího časování rozvodu, jeho využití k výpočtovému ověření vlivu některých konstrukčních a provozních veličin; ze závislostí stanovených za známých předpokladů a zjednodušení formulovat možnosti pro volbu časování rozvodu tak, aby zejména experimentální práce byly omezeny na nezbytné minimum. ✓

Práce si neklade za cíl řešení daného problému v celé šíři, ale předpokládá další teoretické zpřesnění a experimentální ověření. ✓

3.0 TEORETICKO VÝPOČTOVÁ ČÁST

V dané kapitole jsou stručně uvedeny základní pojmy z teorie výměny obsahu válce, pozornost je věnována dopravní účinnosti, vztahům k jejímu stanovení a faktorům, které ji ovlivňují. Podrobně je uvedeno odvození vztahu, který prostřednictvím tlaku v konci sání zahrnuje časování rozvodu a jehož vhodnost je ověřena pro případ nepřepínávaného motoru. Současně je výpočtově ověřen vliv některých parametrů. V závěru kapitoly je uveden přibližný způsob stanovení dopravní účinnosti resp. vhodného časování rozvodu pro daný typ motoru.

3.1 Plnění a výměna obsahu válce

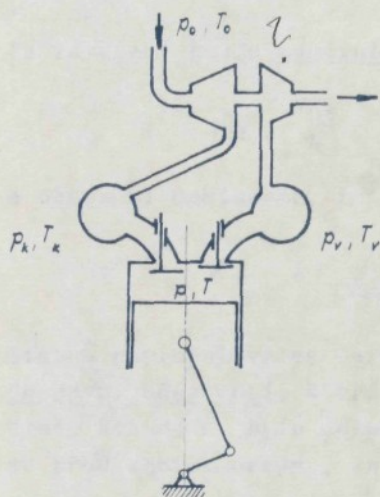
Pro spolehlivou hospodárnou práci motoru s odpovídajícím výkonem má mimořádný význam výměna obsahu válce, kterou u čtyřdobých motorů charakterizují tyto etapy:

- volný výfuk,
- nucený výfuk,
- plnění válce,
- dodatečné naplnění (resp. vyprázdnění) válce,
- vypláchnutí spalovacího prostoru - je součástí výměny obsahu válce, odpovídající době překrytí sacího a výfukového ventilu (úhel $\epsilon + \varphi_s$), v jehož průběhu se začíná plnění válce a dokončuje výfuk.

Jevy probíhající v uvedených etapách se podřizují zákonům proudění plynů otvory s měnícím se průřezem, jsou závislé na měnících se parametrech média ve válci a na parametrech plynů v sacím a výfukovém potrubí a jsou tedy v čase proměnné. Za předpokladu, že každý nekonečně malý element proudícího plynu je vždy v tepelné a mechanické rovnováze a tedy je charakterizován svým okamžitým stavem, můžeme při zkoumání uvedených jevů použít zákony termodynamiky. Použití tohoto předpokladu v případě nestacionárního proudění je možné tehdy,

*raději
7. kapitola
7. kapitola
7. kapitola*

jestliže v samostatně zkoumaných průřezech se nevyskytují výrazná zrychlení a zpoždění. Při výměně obsahu válce se relativně velké hodnoty zrychlení vyskytují především v počátku otevírání a v konci zavírání ventilů, kdy průřezy jsou natolik malé, že nemají podstatný vliv na hmotnostní průtok.



Obr. 2

Při popisování jevů a formulování závěrů je v dalším uvažován motor s přípravou směsi uvnitř válce, proto pod pojmem nasávaného média je třeba rozumět čistý vzduch. Schématicky je motor s přeplňováním a protitlakem na straně výfuku, tedy motor přeplňovaný turbodmychadlem (bez chladiče nasávaného vzduchu), znázorněn na obr. 2.

3.1.1 Veličiny z teorie výměny obsahu válce

Proces výměny obsahu válce je charakterizován celou řadou veličin, z nichž největší praktický význam mají ty, které vyjadřují stupeň vypláchnutí spalovacího prostoru a naplnění válce (viz ČSN 09 0011 - /2/).

Stupeň vypláchnutí zbytků spalin, v případě čtyřdobého motoru ze spalovacího prostoru, je definován jako poměr čerstvé a pracovní náplně, tedy

$$\alpha_{vp} = \frac{M_e}{M_p}$$

Vezmeme-li v úvahu, že množství pracovní náplně je dáno množstvím čerstvé náplně a množstvím zbylých spalin

ve válci, tj. že

$$M_p = M_e + M_{zb} ,$$

můžeme po dosazení napsat pro stupeň vypláchnutí

$$\alpha_{vp} = 1 + \frac{M_e}{M_{zb}} \quad ?$$

Po zavedení pojmu součinitel zbylých spalín

$$\nu_{zb} = \frac{M_{zb}}{M_e}$$

a dosazení dostaneme, že

$$\alpha_{vp} = 1 + \frac{1}{\nu_{zb}} \quad ?$$

Stupeň naplnění válce čerstvou náplní je charakterizován dopravní účinností, která udává jaký díl z hmotnostní náplně, kterou by bylo možno dopravit do válce za stavu plynu před sacími orgány, se do válce dopravuje /6/

$$\eta_d = \frac{M_e}{M_t}$$

Dalším z parametrů je součinitel vypláchnutí

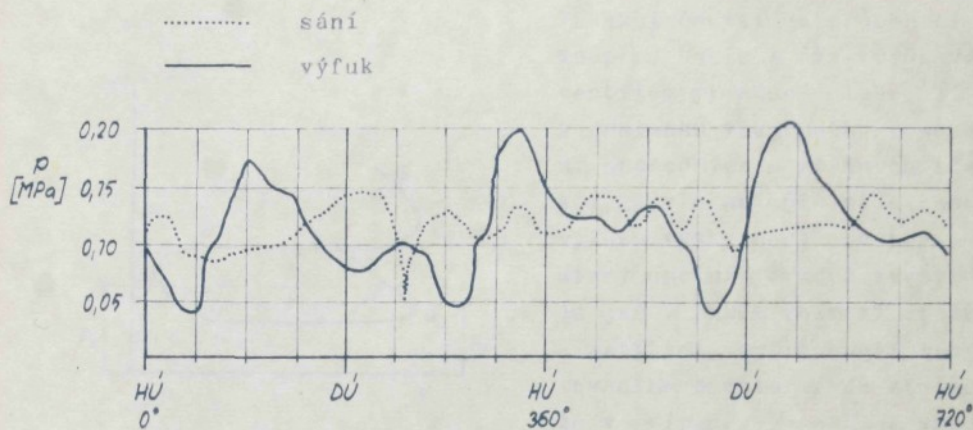
$$\eta_{vp} = \frac{M_e}{M_d}$$

udávající poměr množství čerstvé náplně ve válci k dodávanému množství, resp. jeho reciproká hodnota

$$\eta_{vv} = \frac{1}{\eta_{vp}} = \frac{M_d}{M_e}$$

označovaná jako součinitel využití vyplachovaného vzduchu.

Na výměnu obsahu válce a jeho naplnění mají značný vliv tlakové poměry, především změna průběhu tlaku ve válci a v sacím a výfukovém potrubí.



Obr. 3

Na obr. 3 jsou znázorněny průběhy tlaku zjištěné na reálném přeplňovaném motoru 130/150 při otáčkách 2000 1/min a plném zatížení /1/ v bezprostřední blízkosti sacího a výfukového ventilu. $\uparrow I/1 ?$ v potrubí?

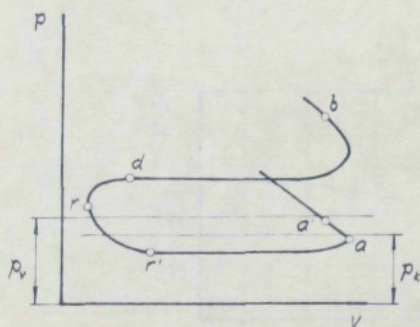
3.1.2 Výměna obsahu válce přeplňovaného motoru

Proces výměny obsahu válce přeplňovaného motoru znázorněný tlakovým diagramem může mít v závislosti na poměru tlaku před sacím a za výfukovým ventilem v podstatě dvojí průběh, na kterém jsou závislé parametry plynu ve válci motoru v době překrytí ventilů.

$$1. \quad \frac{p_k}{p_v} < 1$$

Z průběhu tlaku dle obr. 4 je zřejmé, že v okamžiku začínajícího zdvihu sacího ventilu (bod d) může být střední tlak ve válci větší, než střední tlak v sacím potrubí. V tomto případě může dojít k vytlačení zplodin hoření do sacího potrubí, i když při vhodně zvoleném časování sacího ventilu (úhlu φ_s) otevřený průřez může být nevýrazný a tedy množství zplodin postupující do sacího potrubí malé, případně nulové.

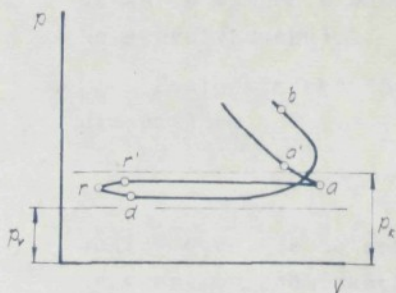
*zplnin hoření stísně
tlačení ve sací*



Obr. 4

$$2. \quad \frac{p_k}{p_v} > 1$$

V tomto případě postupuje nasávaný vzduch do válce okamžitě po otevření sacího ventilu. Z průběhů tlaků (obr. 5) je

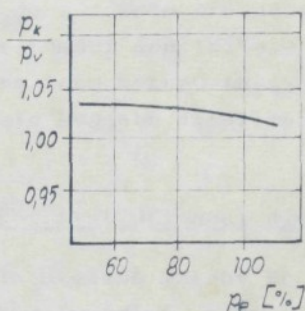


Obr. 5

Ve skutečnosti je průběh tlaků před sacím a za výfukovým ventilem proměnný (obr. 3) a v důsledku vzájemného působení dopředných a zpětných tlakových vln se může na straně výfuku vyskytnout podtlak, který umožní, i když zpravidla jen v úzkém rozmezí otáček a zatížení, vypláchnutí spalovacího prostoru. Je zřejmé, že v případě $\frac{p_k}{p_v} < 1$ je vhodné, aby překrytí ventilů bylo malé.

Z průběhů tlaků (obr. 5) je zřejmé, že po dobu překrytí ventilů probíhá vyplachování spalovacího prostoru, v průběhu kterého výfukovými ventily vytékají zplodiny hoření, po čase i nasátý čistý vzduch. V tomto případě množství vzduchu, které po uzavření ventilů zůstane ve válci bude menší, než dodávané množství, tzn. že součinitel vypláchnutí $\eta_{vp} < 1$

U většiny přepínaných motorů je při jmenovitém zatížení a jmenovitých otáčkách $\frac{p_k}{p_v} > 1$ a jak uvádí/11/



Obr. 6 dle /11/

s poklesem zatížení tento poměr mírně roste (obr.6) Pokud je plnicí tlak p_k větší, než tlak ve válci při průchodu pístu dolní úvratí (obr. 5), dochází k dodatečnému naplnění válce, přičemž doba jeho trvání je závislá na tlaku p_a a plnicím tlaku p_k .

3.2 Dopravní účinnost

Z parametrů charakterizujících proces výměny obsahu válce a jeho naplnění je velmi často užívána dopravní účinnost (též nasávací nebo plnicí), která, jak již bylo uvedeno výše, charakterizuje stupeň skutečného naplnění válce ve vztahu k naplnění teoreticky možnému (za jistého stavu vzduchu).

Podle předchozího je dopravní účinnost dána základním vztahem

$$\eta_d = \frac{M_e}{M_t} \quad (1)$$

Její výpočet je celkem běžnou záležitostí v SSSR, zatímco v našich podmínkách je prováděn spíše ojediněle a je, zejména u přímonasávajících motorů, dávana přednost experimentu na reálném motoru. Z toho také vyplývá, že vztahy ke stanovení dopravní účinnosti jsou zcela běžné v sovětské literatuře, z čs. autorů uvádí výraz pro stanovení účinnosti benzinového motoru např. Kožoušek /6/.

I když jednotliví autoři vycházejí při stanovení výrazu pro dopravní účinnost ze stejného výchozího vztahu (1), výsledné vztahy se liší. Toto je možné vysvětlit především tím, že je s různou přesností stanovováno množství M_e a M_t , různě je pomocí součinitele uplatňován vliv jevů existujících v reálném motoru tak, aby vypočtená hodnota co nejlépe odpovídala hodnotě experimentálně zjištěné atd.

3.2.1 Dopravní účinnost dle jednotlivých autorů

Dále uvedené vztahy ke stanovení dopravní účinnosti tak, jak je uvádějí jednotliví autoři, jsou seřazeny chronologicky. S přihlédnutím k zaměření tématu práce nejsou uvedeny ty, které se týkají výlučně motorů s přípravou směsi vně válce (kupř. vztahy dle /6/ a /9/). Vztahy jsou ponechány v původním tvaru, pouze je sjednoceno použité označení.

1. Vztah Mazinga

pro zážehové motory?

Mazing uvádí v /10/ vztah, který patří k nejstarším a také nejjednodušším. Protože tvoří základ některých dalších, provedeme jeho odvození. *oprávněno nebo neoprávněno?*

Objem vzduchu ve válci při teplotě a tlaku v bodě a se rovná

$$V_{va} = V_z \cdot \eta_d \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_r} \quad (2)$$

a objem zbylých spalín

$$V_{zb} = \frac{V_z \cdot p_r \cdot T_a}{(\varepsilon - 1) \cdot T_r \cdot p_a} \quad (3)$$

Z těchto dvou rovnic můžeme najít výraz pro součinitele zbylých spalín ve tvaru

$$\varphi_{zb} = \frac{V_{zb}}{V_{va}} = \frac{p_r \cdot T_r}{(\varepsilon - 1) \cdot T_r \cdot p_a \cdot \eta_d} \quad (4)$$

a nebo

$$\eta_d = \frac{p_r \cdot T_r}{(\varepsilon - 1) \cdot p_a \cdot \varphi_{zb} \cdot T_r} \quad (5)$$

Za předpokladu rovnosti měrných tepel vzduchu a spalín a rovnosti tlaků p_r a p_a , používá Mazing pro směs vzduch-zplodiny vztah

$$T_a (1 + \vartheta_{zb}) = T_k + \Delta T + \vartheta_{zb} \cdot T_r, \quad (6)$$

ze kterého

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \vartheta_{zb} T_r}{1 + \vartheta_{zb}}. \quad (7)$$

Ze základních vztahů

$$V_z = (\epsilon - 1) V_c \quad \text{a} \quad V_c = \frac{V_a}{\epsilon},$$

můžeme najít objem plynů za tlaku p_a a teploty T_a

$$V_a = V_z \frac{\epsilon}{\epsilon - 1}.$$

S použitím vztahu (2) dostaneme, že

$$\frac{V_a}{V_{ra}} = \frac{\epsilon p_a T_k}{(\epsilon - 1) p_k T_a \eta_d}$$

pro součinitel zbylých spalín můžeme napsat, že

$$\vartheta_{zb} = \frac{V_a - V_{ra}}{V_{ra}} = \frac{\epsilon p_a T_k}{(\epsilon - 1) p_k T_a \eta_d} - 1 \quad (8)$$

a

$$\eta_d = \frac{\epsilon p_a T_k}{(\epsilon - 1) p_k T_a (1 + \vartheta_{zb})}. \quad (9)$$

Porovnáním pravých stran rovnic (5) a (9) získáme výraz pro teplotu konce sání

$$T_a = \frac{\epsilon p_a T_k}{(\epsilon - 1) p_k (1 + \vartheta_{zb}) \eta_d}. \quad (10)$$

S použitím tohoto výrazu a s přihlédnutím k rovnici (6) můžeme napsat, že

$$\vartheta_{zb} T_r = \frac{p_r (T_k + \Delta T)}{\epsilon p_a - p_r}. \quad (11)$$

a po dosazení do rovnice (9) a její úpravě, dostaneme vztah Mazinga ve tvaru

$$\eta_d = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{\varepsilon p_a - p_r}{p_k (\varepsilon - 1)} \quad (12)$$

Označíme-li

$$\frac{T_k + \Delta T}{T_k} = \delta_T$$

je

$$\eta_d = \frac{1}{\delta_T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\varepsilon p_a - p_r}{p_k} \quad (13)$$

2. Vztah Lebeděva

Lebeděv upravil Mazingův vztah v tom, že rozdílnost měrných tepel vzduchu a zplodin hoření vyjadřuje pomocí součinitele ξ . Výraz pro dopravní účinnost má tvar

$$\eta_d = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{\varepsilon p_a - \xi_1 p_r}{p_k (\varepsilon - 1)} \quad (14)$$

resp.

$$\eta_d = \frac{1}{\delta_T} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{\varepsilon p_a - \xi_1 p_r}{p_k} \quad (14a)$$

3. Vztah Orlina a Djačenka

Vztah pro dopravní účinnost uvedený Orlinem v /11/ a Djačenkem v /3/, patří k nejnovějším, především v použití dalších koeficientů, přibližujících vypočtenou hodnotu skutečnosti.

V první fázi odvození je vztah shodný se vztahem /14a/, který je v dalším upraven zavedením součinitelů ξ_2 a ξ_3 na výraz dle /11/:

$$\eta_d = \frac{1}{\delta_T} \left[\xi_3 \frac{p_a}{p_k} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\xi_3 \frac{p_o}{p_k} - \xi_1 \xi_2 \frac{p_r}{p_k} \right) \right] \quad (15)$$

nebo dle /3/:

$$\eta_d = \frac{1}{\delta_T} \xi_3 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \left(1 - \frac{\xi_1 \xi_2}{\varepsilon \xi_3} \frac{p_r}{p_a} \right) \quad (15a)$$

Oba vztahy se liší pouze svou úpravou.

4. Vztah Tareeva

V /13/ uvádí Tareev pro dopravní účinnost vztah

$$\eta_d = \frac{1}{\delta_T} \frac{p_a}{p_k(\varepsilon - 1)} \left[\varepsilon - \xi_1 \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{n'-1}{n'}} \xi_2 \frac{p_r}{p_a} \right] \quad (16)$$

5. Vztah Chovachův

Tento vztah je jedním z nejnovějších. Autor /4/ vychází při odvození z rovnice rovnováhy energie a dochází k výrazu

$$\eta_d = \frac{1}{\delta_T} \xi_3 \frac{1}{K(\varepsilon - 1)} \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon - \frac{p_r}{p_a} + (K - 1)(\varepsilon - 1) \mu_M \right] \quad (17)$$

ve kterém

$$\mu_M = \frac{r \int_a^o p dV}{p_a V_M}$$

nazývá součinitel plnicí práce a na základě zpracovaných indikátorových diagramů uvádí hodnotu $\mu_M = 0,82 - 0,90$.

Všechny uvedené vztahy byly získány odvozením obdobně jako vztah Mazingův a vycházejí v podstatě z teoretického pohledu na děje probíhající ve spalovacím motoru. Od těchto vztahů se liší

6. Vztah Poljakovského,

který se opírá o výsledky provedeného výzkumu a který je jediným vztahem tohoto typu, který se podařilo zjistit.

Dle Poljakovského /12/ je

$$\eta_d = 0,195 \cdot p_k^{0,144} \left(\frac{T_k}{p_v} \right)^{0,216} \cdot T_k^{0,151} \left(\frac{\eta_j}{n} \right)^{0,06} \quad (18)$$

Platnost tohoto vztahu je udána pro $p_k = 165 - 215$ kPa;

$\frac{p_k}{p_v} = 0,9 - 1,2$; $T_k = 300 - 400$ K a $T_v =$ do 973 K.

Součinitele ξ dosahují, dle údajů uvedených v literatuře, následujících hodnot:

$\xi_1 = 1,055$ pro rychloběžné vznětové motory

$\xi_2 = 0,6 - 0,8$ pro motory s vyplachováním spalovacího prostoru

$\xi_3 = 1,0$ pro motory bez vyplachování

$\xi_4 = 1,0 - 1,06$

Polytropický součinitel v rovnici (16) dle /13/ dosahuje hodnoty $n' = 1,5$.

3.2.2 Skutečnosti ovlivňující dopravní účinnost

Na skutečné naplnění válce a tedy i na dopravní účinnost působí celá řada provozních i konstrukčních faktorů, jejichž vliv není vždy zcela jednoznačný.

Vezmeme-li kupř. vztah pro dopravní účinnost ve tvaru (15a), zjistíme, že se změnou ϵ se (při ostatních veličinách konstantních) η_d mění dle obr. 7. Takovýto přístup ke zkoumání vlivu jednotlivých faktorů může vést k chybným závěrům, a to zejména proto, že při změně jedné veličiny nezůstávají ostatní vždy konstantní a skutečná závislost může mít zcela odlišný průběh.

ještě ?

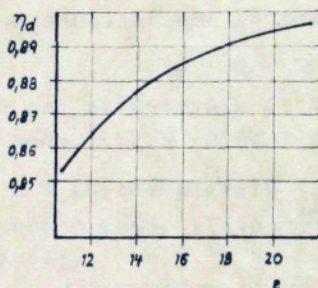
Při uvažování vztahu (15a) se jeví závislost

$$\eta_d = f(p_a, p_k, T_k, p_r, \epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3).$$

Uvažíme-li však, že na uvedené proměnné mají vliv kupř.

- atmosferické podmínky (p_0, T_0),
- provedení sacích kanálů,
- rozvodová data,
- otáčky motoru,
- rychlosti proudění v sacích orgánech,
- sdílení tepla atd.,

je zřejmé, že posouzení vlivu různých faktorů na hodnotu dopravní účinnosti výpočtem předpokládá mít zcela jasnou představu o vzájemných závislostech jednotlivých veličin; může být proto pro získání alespoň dílčích poznatků účel-



Obr. 7 dle /11/

nější využití experimentální cesty.

Konstrukční a provozní faktory

Vliv konstrukčních a provozních faktorů je na základě různě získaných podkladů uveden v literatuře, kupř. /3/, /6/, /8/, /9/, /11/ atd..

Výše byl ukázán vliv ϵ na dopravní účinnost za předpokladu stálosti ostatních veličin. Ve skutečnosti však růst ϵ vede k poklesu součinitele zbylých spalín a jejich teploty; ukazuje se, že v případě motoru s úplným vypláchnutím spalovacího prostoru dopravní účinnost klesá s růstem ϵ . Je tedy zřejmé, že vliv ϵ není jednoznačný. Experimentální práce ukazují, že v případě benzinových motorů ϵ nemá podstatný vliv na dopravní účinnost /4/.

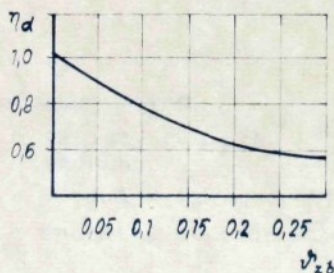
Dle /6/ roste η_d s poklesem klikového poměru a klesá s růstem koeficientu adiabaty (koeficient adiabaty se mění málo a jeho vliv tedy není výrazný).

Růst teploty plnicího vzduchu T_k znamená menší teplotní rozdíl mezi stěnami válce a vzduchem, což vede k menší intenzitě výměny tepla a menšímu ohřevu vzduchu (ΔT). V důsledku uvedeného η_d roste. Je-li známa η_d při teplotě T_{k1} , je možné, na základě experimentálních ověření dle /4/ stanovit η_{d2} při teplotě T_{k2} ze vztahu

$$\frac{\eta_{d2}}{\eta_{d1}} = \sqrt{\frac{T_{k1}}{T_{k2}}}$$

Současně je zapotřebí si uvědomit, že růst η_d při vysoké teplotě T_k nevede k růstu hmotnosti náplně, protože hustota se zmenšuje.

Vyšší tlak zbylých spalín p_r znamená (při konstantní teplotě T_r) větší množství spalín ve válci, což vede k poklesu η_d . Z rovnice (15a) je zřejmé, že tlak p_r má ε krát menší vliv na η_d než tlak p_a . Vezmeme-li toto v úvahu je zřejmé, že může být výhodnější zmenšit průřez na straně výfuku a zvětšit průřezy na straně sání. Průběh změny η_d v závislosti na φ_{zb} je zřejmý z obr. 10.



Obr. 10 dle /11/ *ovlivn →*

Dopustíme-li, že měrná tepla zbylých spalín a plnicího vzduchu jsou si rovna, lze předpokládat, že teplota zbylých spalín T_r nemá vliv na η_d . Plnicí vzduch zvětšuje ohřevem svůj objem o tolik, o kolik ho zmenší spaliny v důsledku předání tepla plnicímu vzduchu.

Vliv ohřevu plnicího vzduchu ΔT je zřejmý z obr. 11.

U čtyřdobých vznětových motorů, jak je zřejmé z obr. 12, se s rostoucím zatížením (při $n = \text{konst.}$)

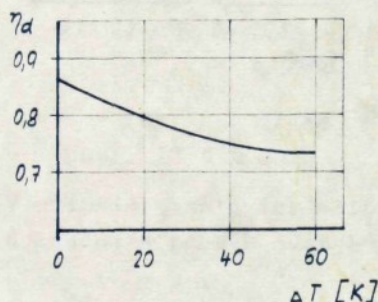
- prakticky nemění ztráty v sacím traktu a součinitel zbylých spalín,
- mírně se zvětšuje v důsledku větší výměny tepla ohřev postupujícího vzduchu ΔT vedoucí k růstu $\Delta \eta_d$.

Důsledkem je celkový pokles η_d se zatížením.

Výrazný vliv na hodnotu dopravní účinnosti mají otáčky motoru. V tomto případě se projevuje na naplnění válce vliv ztrát v sacím traktu, ohřev postupujícího vzduchu, zbylých spalín, ale i časování rozvodu a kmitání v sacím a výfukovém traktu. S růstem otáček rostou s jejich druhou mocninou odpory v sacím traktu, roste tlaková ztráta Δp_k a tlak v konci sání p_a klesá; zmenšuje se čas potřebný k přestupu tepla do chladicího média, celková teplo- ta součástí roste a s ní i ohřev postupující směsi či vzduchu ΔT , částečně roste množství zbylých spalín

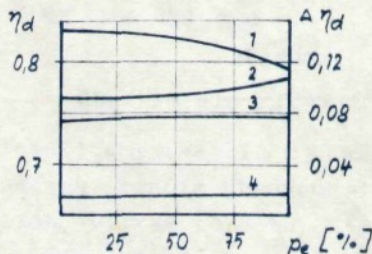
ve válci. Pro dané časování je průběh η_d v závislosti na otáčkách pro případ zážehového motoru na obr. 14.

Uvedený průběh $\eta_d = f(n)$ je pro daný typ motorů charakteristický a liší se pouze polohou svého maxima.

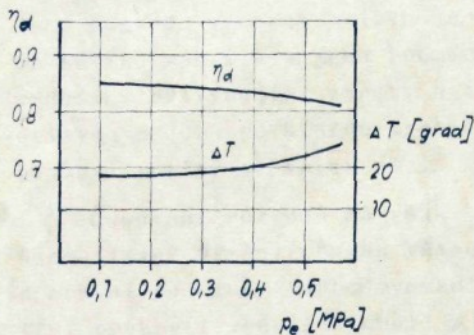


Obr. 11 dle /4/

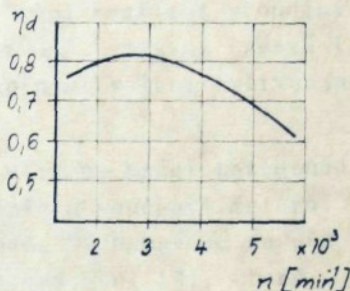
- 1 - η_d
- změna $\Delta \eta_d$ vlivem
- 2 - teploty plnicího vzduchu
- 3 - odporů v sacím traktu
- 4 - množství zbylých spalín



Obr. 12 dle /4/



Obr. 13 dle /3/

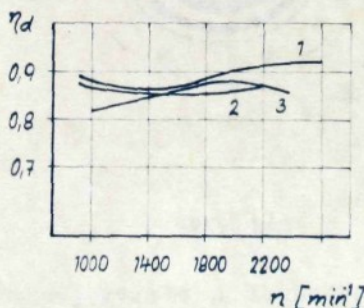


Obr. 14 dle /8/

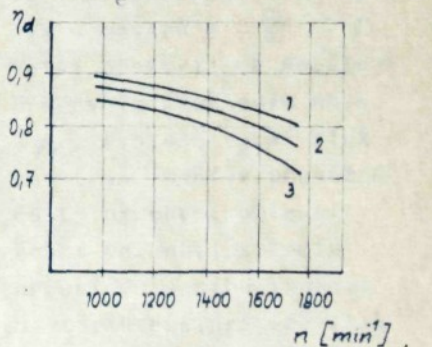
V případě vznětových motorů není tato závislost zcela jednoznačná a průběh může být velmi různý (obr. 15 a 16).

1. $L/D = 1$
2. JaMZ - 238
3. Daimler-Benz - OM 403

1. $p_e = 0,3$ MPa
2. $p_e = 0,5$ MPa
3. $p_e = 0,7$ MPa



Obr. 15 dle /4/



Obr. 16 dle /3/ a 8/

Toto lze vysvětlit mj. menšími ztrátami v sání u vznětového motoru, menším ohřevem plnicího vzduchu při nižších otáčkách, vlivem různého časování, výraznějším uplatněním dynamického přeplňování, tj. uplatněním kmitů v sacím a výfukovém traktu atd.

Časování rozvodu

Jak vyplývá z výše uvedeného, časování a konstrukční provedení rozvodu výrazně ovlivňuje naplnění motoru. V závislosti na zdvihu ventilu a jeho průměru se mění rychlost proudění vzdušiny ovlivňující ztráty a tedy i η_d , vlastní časování ovlivňuje dobu po kterou probíhá naplnění válce, ovlivňuje tlakové poměry ve válci atd.

Časování rozvodu má však také vliv na práci potřebnou k realizaci výměny obsahu válce, teplotu součástí motoru, pracovní podmínky turbodmyhadla apod. Významné je rovněž tzv. překrytí ventilů (úhel $\varphi_1 + \varphi_4$ na obr. 17), které ovlivňuje vypláchnutí spalovacího prostoru. Obecné důvody pro volbu úhlů φ , až φ_4 jsou dostatečně známy a není je třeba opakovat.



Obr. 17

U přepínaných motorů s $\frac{p_k}{p_v} > 1$ se volí překrytí ventilů zpravidla větší než u motorů s $\frac{p_k}{p_v} < 1$. Větší překrytí se docíluje především zvětšením úhlu φ_1 , protože větší tlak na straně sání v převážné části pracovní oblasti brání vniknutí zplodin hoření do sacího traktu.

Svůj význam má i vhodná volba úhlu φ_2 , který, protože tlak p_k je větší než tlak na počátku kompresního zdvihu, může být větší než u motorů s přirozeným nasáváním.

Volba časování rozvodu u automobilových motorů, které pracují v širokém rozsahu otáček, je obtížná a je orientována na optimální naplnění válce v úzkém rozsahu otáček. Výpočet optimálního časování respektující celou problematiku proudění po dobu výměny obsahu válce a uvažující celou šíři problému, založený kupř. na matematickém modelování pracovního oběhu, je velmi složitý a jeho výsledkem jsou pouze

přibližné hodnoty časování; z tohoto důvodu je dávána přednost experimentálním metodám.

Na základě teoretických rozborů a experimentálních prací je možné formulovat dle /3/, /4/, /6/, /9/ a /11/ řadu závěrů a doporučení:

- při pozdním otevření sacího ventilu se zvětšuje záporná práce a η_d se zhoršuje,
- překrytí ventilů do 40° nemá podstatný vliv na vyplachování, i když samozřejmě zlepšuje podmínky pro odstranění zplodin a vlastní plnění; účinek vyplachování se projevuje až při překrytí větším jak 40° u motorů přimonasávajících a $80 - 120^\circ$ u motorů přeplňovaných, které je ovšem nevýhodné při nízkých otáčkách,
- s růstem úhlu φ_2 maximální hodnota η_d se posouvá ve směru vyšších otáček,
- největších hodnot η_d se dosahuje, je-li sací ventil při obou úvratích dostatečně otevřen.

Hodnotu dopravní účinnosti rovněž výrazně ovlivňuje poměrné otevření, definované jako poměr okamžitého a maximálního průřezu uvolněného ventilem. Je zřejmé, že poměrné otevření a tedy i η_d roste, rozšíříme-li vačku při neproměnné poloze maximálního zdvihu. Vliv poměrného otevření je nejspравnějši posuzovat jako jeho součin s vtokovým součinitelem, protože každému proměnnému otevření odpovídá jistá hodnota vtokového součinitele.

Doporučit obecně platné empirické vztahy pro časování rozvodu je značně problematické, i když některé literární prameny tyto vztahy uvádějí. Tak kupř. dle /5/: *Kalabakov*

$$\varphi_1 = \varphi_4 = 3c_3 \quad ; \quad \varphi_2 = \varphi_3 = 5c_3$$

dle /13/:

$$\varphi_1 = \varphi_3 = 0,02 n$$

$$\varphi_2 = 0,03 n$$

$$\varphi_4 = 0,025 n$$

dle /14/:

$$\varphi_1 \leq \varphi_4$$

$$60^\circ < \varphi_1 + \varphi_4 \leq 92^\circ$$

$$\varphi_4 > 55^\circ$$

Tanciov

tal. zap.

Lyni

Pro případ víceválcového zážehového motoru je na základě sovětského patentu v /8/ doporučeno provádět různé časování uzavření sacího ventilu pro různé dvojice válců, např. pro konkrétní motor, vztaheno k úhlu uzavření sacího ventilu 3. a 4. válce za dolní úvratí:

1. a 6. válec	1,62
2. a 5. válec	1,5
3. a 4. válec	1

3.3 Vztah pro dopravní účinnost, zahrnující časování rozvodu

Kolalim K posouzení vlivu časování na dopravní účinnost je třeba odvodit nový vztah, ve kterém by byly hodnoty časování zahrnuty. Jako vhodný se jeví tepelný výpočet dle /5/, který vychází z teorie polytropických procesů a současně odvozuje potřebné vztahy ze zákonů proudění vzduchu ventily. Výpočet sám je však velmi složitý, předpokládá v určitých fázích (zejména při stanovení exponentů polytropy) použití grafických metod, zpětné opravy získaných hodnot atd. a i když se z teoretického hlediska jeví jako zajímavý, je v praxi pro svou pracnost nepoužitelný. *seps 2.*

V dalším bude k odvození vztahu pro dopravní účinnost použit zjednodušený způsob, který by měl poskytnout dostatečnou představu o vlivu časování. Plnění válce bude uvažováno pouze pro případ sacího zdvihu od okamžiku uzavření výfukového ventilu k dosažení dolní úvratí pístu, tj. nebude výpočtově v celém rozsahu uvažováno možné částečné naplnění válce po dobu překrytí ventilů a možné dodatečné naplnění.

3.3.1 Odvození vztahu

Přijmeme-li za výchozí schéma motoru dle obr. 2, můžeme, v případě izoentropického výtoku plynu pro okamžitý hmotnostní průtok sacím ventilem napsat, že

$$\frac{dM}{dt} = \mu \cdot S_c \cdot \psi \sqrt{2 \frac{p_k}{V_k}} \quad (19)$$

resp. po úpravě

$$\frac{dM}{dt} = \mu \cdot S_c \cdot \frac{p_k}{\sqrt{\gamma_k}} \cdot \psi \sqrt{\frac{2}{m R}} \quad (20)$$

Je-li poměr tlaku ve válci a před sacím ventilem menší než kritický, tj. jestliže

$$\frac{p}{p_k} = \frac{p_{krit}}{p_k} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (21)$$

je

$$\psi = \sqrt{K \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}} = \text{CONST.} \quad (22)$$

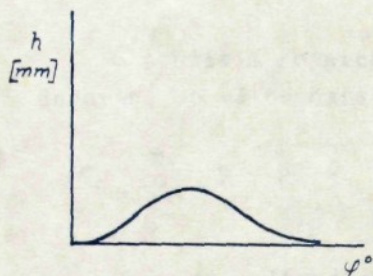
V případě průtoku podkritickou rychlostí, tj. při

$$\frac{p}{p_k} > \frac{p_{krit}}{p_k} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (21a)$$

je

$$\psi = \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \sqrt{\frac{K}{K-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} = \text{CONST.} \quad (23)$$

Průběh zdvihu ventilu v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele je znázorněn na obr. 18, přičemž plocha



Obr. 18

pod křivkou $h = f(\varphi)$

charakterizuje průřez otvíraný ventilem. Obdobný charakter má průběh poměrného otevření, které je definováno jako poměr okamžitého vtokového průřezu S_v průřezu při plném otevření ventilu S_{max} , tj. jako

$$\sigma = \frac{S_v}{S_{max}}$$

a který je v závislosti na poměru okamžitého pootočení klikového hřídele φ a činného úhlu vačky φ_e (vztaženého na pootočení klikového hřídele), zobrazen na obr. 19.

Plochu mezi křivkou $\frac{S_v}{S_{max}}$ a osou $\frac{\varphi}{\varphi_e}$ můžeme označit jako úhlové poměrné otevření

$$\sigma_{\varphi} = \int_{\frac{\varphi}{\varphi_e}=0}^{\frac{\varphi}{\varphi_e}} \frac{S_v}{S_{max}} d\left(\frac{\varphi}{\varphi_e}\right), \quad (24)$$

jehož maximální hodnota za dobu celkového otevření ventilu

$$\sigma_{\varphi_{max}} = \int_{\frac{\varphi}{\varphi_e}=0}^{\frac{\varphi}{\varphi_e}=1} \frac{S_v}{S_{max}} d\left(\frac{\varphi}{\varphi_e}\right) \quad (25)$$

Jak vyplývá z provedeného ověření závislost

$$\frac{\sigma_{\varphi}}{\sigma_{\varphi_{max}}} = f\left(\frac{\varphi}{\varphi_e}\right) = \beta$$

se pro motory obdobného typu příliš neliší. S použitím konkrétních průběhů zdvihu ventilu a konkrétních dat časování byb výpočtem stanoveno, že

Agm

$\sigma_{\varphi_{\max}} = 0,47 - 0,5$ pro středně rychloběžné čtyřdobé
vznětové motory

$\sigma_{\varphi_{\max}} = 0,55 - 0,59$ pro rychloběžné čtyřdobé vznětové
motory (automobilové). *z liter*

S použitím rovnice (20) můžeme pro množství vzduchu
dodávané do válce napsat, že

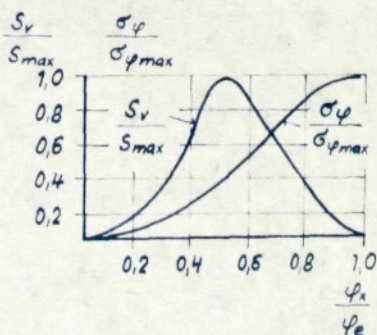
$$M_d = \frac{p_k}{\sqrt{T_k}} \cdot \psi \cdot \sqrt{m \cdot R} \cdot \mu \cdot \int_0^t S_c \cdot dt \quad (26)$$

Vyjádříme-li celkový okamžitý průtokový průřez pomocí
průtokového průřezu jednotlivých ventilů, platí, že

$$M_d = \frac{p_k}{\sqrt{T_k}} \cdot \psi \cdot \sqrt{m \cdot R} \cdot \mu \cdot z \cdot \int_0^t S_v \cdot dt \quad (27)$$

V rovnicích (26), (27) a dalších se předpokládá, že vto-
kový součinitel je veličina stálá.

časový průběh



Obr. 19

Výraz pro průřez v rov-
nici (27) můžeme po na-
hrazení nezávisle pro-
měnného času proměnným
úhlem pootočení klicko-
vého hřídele t.j. s po-
užitím vztahu

$$dt = \frac{d\varphi}{6n}$$

upravit takto:

$$\int_0^t S_v \cdot dt = \frac{1}{6n} \cdot \varphi_e \cdot S_{\max} \cdot \int_0^{\frac{\varphi}{\varphi_e}} \frac{S_v}{S_{\max}} \cdot d\left(\frac{\varphi}{\varphi_e}\right) \quad (28)$$

Zavedeme-li do tohoto výrazu veličiny $\sigma_{\varphi_{\max}}$, plochu a zdvih pístu a dále upravíme, dostaneme, že

$$\int_0^t S_v dt = \frac{\varphi_e}{180} \cdot \frac{S_{\max}}{S_p} \cdot \frac{V_2}{c_s} \cdot \frac{\sigma_{\varphi}}{\sigma_{\varphi_{\max}}} \cdot \sigma_{\varphi_{\max}} \quad (29)$$

Označíme-li poměr maximálního sacího průřezu k ploše pístu jako δ , tj. $\delta = \frac{S_{\max}}{S_p}$ můžeme dále psát, že

$$\int_0^t S_v dt = \frac{\varphi_e}{180} \cdot \delta \cdot \frac{V_2}{c_s} \cdot \beta \cdot \sigma_{\varphi_{\max}} \quad (30)$$

Při dalším odvození vyjdeme z následujících úvah a předpokladů.

Plnění válce probíhá s kritickou rychlostí pouze při malých otevřeních ventilu, kdy množství vzduchu proudícího do válce je nepodstatné. Většinou probíhá plnění s rychlostí menší než kritickou, tzn. že platí vztahy (21a) a (23).

S použitím rovnic (26), (30) a uvedeného předpokladu můžeme pro molové množství vzduchu ve válci napsat, že

$$M_e = \frac{p_e V_2}{\sqrt{T_k}} \cdot \sqrt{\frac{K}{K-1} \frac{2}{m \cdot R} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \cdot \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \quad (31)$$

$$\cdot \mu \cdot z \cdot \frac{\varphi_e}{180} \cdot \delta \cdot \frac{\sigma_{\varphi_{\max}}}{c_s} \cdot \beta$$

a po úpravě

$$M_e = \frac{p_e V_2}{R \cdot T_k} \cdot \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot \sqrt{\frac{2 K}{K-1} \frac{R}{m} T_k \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (32)$$

$$\cdot \mu \cdot z \cdot \frac{\varphi_e}{180} \cdot \delta \cdot \frac{\sigma_{\varphi_{\max}}}{c_s} \cdot \beta$$

Uvedený výraz použijeme ke stanovení tlaku v konci sacího zdvihu p_a .

Za předpokladu, že plnění válce probíhá od okamžiku uzavření výfukových ventilů do okamžiku dosažení pístem dolní úvratě, můžeme celkové množství čerstvé náplně ve válci vyjádřit jako rozdíl množství pracovní náplně v bodě a a množství v bodě r' indikátorového diagramu (obr. 1), tj.

$$M_e = M_{pa} - M_{pr'}$$

Po vyjádření M_{pa} a $M_{pr'}$ s použitím stavových rovnic a vztahů pro výpočet parametrů v bodech a a r' a po následujících úpravách dostaneme rovnici (32) ve tvaru

$$\left[\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{r'}} \right)^{n_a} - 1 \right] = \frac{T_{r'}}{T_k} \left(\frac{p_k}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon_{r'}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{R}{m} \cdot T_k \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (33)$$

$$\cdot 2 \cdot \mu \cdot \frac{\varphi_e}{180} \cdot \delta \frac{\sigma_{pmax}}{c_s} \cdot \beta$$

Pro polytropický exponent n_a na úseku sání $r'a$ odvozuje /5/ vztah

Kalchauer

$$n_a = \frac{\log \left[1 + \frac{T_{r'}}{\delta_r T_k} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{r'}} - 1 \right) \right]}{\log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{r'}}} \quad (34)$$

přičemž vychází z předpokladu, že měrná tepla směšovaných plynů jsou stejná, že sdílením tepla se změní teplota nasávaného vzduchu z hodnoty T_k na hodnotu $T_k + \Delta T$ a z předpokladu, že naplnění válce je izobarický proces, tj. že $p_a = p_{r'} = \text{konst.}$

Úpravou uvedeného výrazu dostaneme, že

$$\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{r'}} \right)^{n_a} - 1 = \frac{T_{r'}}{\delta_r T_k} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{r'}} - 1 \right) \quad (35)$$

a po jeho dosazení do rovnice (33) obdržíme

$$\frac{1}{\delta_T} \left(\frac{\epsilon}{\epsilon_{r'}} - 1 \right) = \left(\frac{p_K}{p_a} \right)^{\frac{K-1}{K}} \cdot \frac{\epsilon-1}{\epsilon_{r'}} \cdot \sqrt{\frac{2K}{K-1} \cdot \frac{R}{m} \cdot T_K \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_K} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}$$

$$\cdot z \cdot \mu \cdot \frac{\varphi_e}{180} \cdot \delta \cdot \beta \cdot \frac{\sigma_{\varphi_{max}}}{c_s} \quad (36)$$

Dosadíme-li za molovou plynovou konstantu $R = 8314 \text{ J/kmol} \cdot \text{K}$ a molovou hmotnost vzduchu $m = 28,96 \text{ kg/kmol}$ a rovnici (36) budeme řešit vzhledem k tlaku v konci sacího zdvihu, dostaneme, že

$$p_a = \frac{p_K}{\left\{ 0,5 + \sqrt{0,25 + \frac{56,4}{T_K} \cdot \frac{K-1}{K} \left[\frac{\epsilon - \epsilon_{r'}}{\epsilon - 1} \cdot \frac{c_s}{\delta_{r'} \cdot z \cdot \mu \cdot \varphi_e \cdot \delta \cdot \sigma_{\varphi_{max}} \cdot \beta} \right]} \right\}^{\frac{K}{K-1}}} \quad (37)$$

a nebo

$$p_a = \frac{p_K}{A} \quad (37a)$$

kde

$$A = 0,5 + \sqrt{0,25 + \frac{56,4}{T_K} \cdot \frac{K-1}{K} \left[\frac{\epsilon - \epsilon_{r'}}{\epsilon - 1} \cdot \frac{c_s}{\delta_{r'} \cdot z \cdot \mu \cdot \varphi_e \cdot \delta \cdot \sigma_{\varphi_{max}} \cdot \beta} \right]} \quad (38)$$

$$\kappa = \frac{K}{K-1} \quad (39)$$

Celkové molové množství náplně ve válci v okamžiku uzavření výfukového ventilu (bod r') můžeme stanovit ze stavové rovnice

$$M_{r'} = \frac{p_{r'} \cdot V_{r'}}{R \cdot T_{r'}} \quad (40)$$

kteou lze po jednoduché úpravě napsat ve tvaru

$$M_{r'} = M_t \cdot \frac{V_{r'}}{V_2} \cdot \frac{p_{r'}}{p_K} \cdot \frac{T_K}{T_{r'}} \quad (41)$$

V další úpravě použijeme vztahu

$$\ln \frac{1 - \frac{T_K}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_K} \right)^{\frac{K-1}{K}}}{1 - \frac{T_K}{T_{r'}} \left(\frac{p_{r'}}{p_K} \right)^{\frac{K-1}{K}}} = \varphi \quad (42)$$

Kalabri
který uvádí při výpočtu vyplachování spalovacího prostoru /5/ a nazývá ^{log} součinitel smíšení plynů. Součinitel φ ukazuje kolikrát je třeba změnit množství vzduchu potřebné k vypláchnutí spalovacího prostoru, abychom při teoretickém předpokladu úplného a okamžitého smíšení plynů získali výpočtem výsledek odpovídající skutečným podmínkám na reálném motoru. Dále můžeme napsat, že

$$\frac{T_K}{T_{r'}} \left(\frac{p_{r'}}{p_K} \right)^{\frac{K-1}{K}} = 1 - \left[1 - \frac{T_K}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_K} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \frac{1}{e^\varphi} \quad (43)$$

Dosadíme-li tento výraz do rovnice (41), dostaneme po dalších úpravách, že

$$M_{r'} = M_t \cdot \frac{\varepsilon_{r'}}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_{r'}}{p_K} \right)^{\frac{1}{K}} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{T_K}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_K} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \frac{1}{e^\varphi} \right\} \quad (44)$$

Celkové molové množství pracovní náplně ve válci v konci sacího zdvihu můžeme představit jako součet množství v okamžiku uzavření výfukového ventilu a množství odpovídající vlastnímu sacímu zdvihu, tj.

$$M_{pa} = M_e + M_{pr'}$$

S použitím rovnic (32) a (44) potom bude

$$M_{pa} = \frac{p_K \cdot V_2}{R \cdot T_K} \left(\frac{p_a}{p_K} \right)^{\frac{1}{K}} \sqrt{\frac{2K}{K-1} \frac{R}{m} \cdot T_K \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_K} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \cdot \mu \approx \frac{\eta_e}{180} \delta \frac{D_{max}}{c_s} \beta \oplus$$

$$+ M_t \cdot \frac{\varepsilon_{r'}}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_{r'}}{p_K} \right)^{\frac{1}{K}} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{T_K}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_K} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \frac{1}{e^\varphi} \right\}$$

a po úpravě

$$M_{pa} = M_t \frac{\varepsilon_{r'}}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \left\{ \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon_{r'}} \left[\frac{2K}{K-1} \frac{R}{m} T_k \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \right. \right. \\ \left. \left. \frac{\varphi_e}{180} \frac{Z \mu \delta \cdot D_{max}}{c_s} \cdot \beta + \left(\frac{p_{r'}}{p_a} \right)^{\frac{1}{K}} \left[1 - \left[1 - \frac{T_k}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \frac{1}{e^{\varphi}} \right] \right\} \quad (15)$$

Použijeme-li výraz (36), můžeme rovnice (45) napsat ve tvaru

$$M_{pa} = M_t \frac{\varepsilon_{r'}}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \left\{ \frac{1}{\delta_T} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{r'}} - 1 \right) \left(\frac{p_{a'}}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} + \left(\frac{p_{r'}}{p_a} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot \left(X \right) ? \right. \\ \left. \cdot \left[1 - \left[1 - \frac{T_k}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \frac{1}{e^{\varphi}} \right] \right\}$$

a po úpravě ve tvaru

$$M_{pa} = M_t \frac{\varepsilon_{r'}}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{1}{\delta_T} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{r'}} - 1 \right) \frac{p_a}{p_k} + \left(\frac{p_{r'}}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot \left(X \right) ? \right. \\ \left. \left[1 - \left[1 - \frac{T_k}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \frac{1}{e^{\varphi}} \right] \right\} \quad (16)$$

Pro molové množství zplodin hoření v konci sacího zdvihu platí, při obdobném postupu jako výše, že

$$M_{zb} = M_t \frac{\varepsilon_{r'}}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_{r'}}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot \frac{T_k}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \cdot \frac{1}{e^{\varphi}} \quad (17)$$

Množství čerstvé náplně (vzduchu) ve válci stanovíme jako rozdíl mezi celkovým množstvím náplně M_{pa} a množstvím zbytku výfukových plynů M_{zb} na konci sacího zdvihu, tj.

$$M_c = M_{pa} - M_{zb} .$$

Po dosazení výrazů (46) a (47) dostaneme , že

$$M_e = M_t \frac{\epsilon_{r'}}{\epsilon - 1} \left\{ \frac{1}{\delta_T} \left(\frac{\epsilon}{\epsilon_{r'}} - 1 \right) \frac{p_a}{p_k} + \left(\frac{p_{r'}}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \left[1 - \left[1 - \frac{T_k}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \frac{1}{e^p} \right] \right\} -$$

$$- M_t \frac{\epsilon_{r'}}{\epsilon - 1} \left(\frac{p_{r'}}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \frac{T_k}{T_d} \left(\frac{p_d}{p_k} \right)^{\frac{K-1}{K}} \frac{1}{e^p}$$

a po úpravě

$$M_e = M_t \frac{\epsilon_{r'}}{\epsilon - 1} \left[\frac{1}{\delta_T} \left(\frac{\epsilon}{\epsilon_{r'}} - 1 \right) \frac{p_a}{p_k} + \left(\frac{p_{r'}}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \left(1 - \frac{1}{e^p} \right) \right] \quad (48)$$

S použitím rovnice (1) dostaneme pro dopravní účinnost vztah

$$\eta_d = \frac{\epsilon_{r'}}{\epsilon - 1} \left[\frac{1}{\delta_T} \left(\frac{\epsilon}{\epsilon_{r'}} - 1 \right) \frac{p_a}{p_k} + \left(\frac{p_{r'}}{p_k} \right)^{\frac{1}{K}} \left(1 - \frac{1}{e^p} \right) \right] \quad (49)$$

Použití vztahu (49) předpokládá mj. znalost tlaku $p_{r'}$ v okamžiku uzavření výfukových ventilů. Protože konkrétní hodnoty tohoto tlaku nejsou v teorii pracovního oběhu běžně udávány, je možné použít některých základních závislostí.

Tak platí, že

$$p_r = p_d \left(\frac{V_d}{V_r} \right)^{n_3} = p_d \epsilon_d^{n_3}$$

a

$$p_{r'} = p_r \left(\frac{V_r}{V_{r'}} \right)^{n_4} = \frac{p_r}{\epsilon_{r'}^{n_4}},$$

kde

$$\epsilon_d = \frac{V_d}{V_r} \quad a \quad \epsilon_{r'} = \frac{V_{r'}}{V_r}$$

Vzájemným řešením dostaneme, že

$$p_{r'} = p_d \frac{\varepsilon_d^{n_3}}{\varepsilon_{r'}^{n_4}}$$

Tlak ve válci motoru v okamžiku otevření sacího ventilu p_d je v literatuře běžně udáván hodnotou

$$p_d = (1,05 - 1,10) p_v,$$

nebo

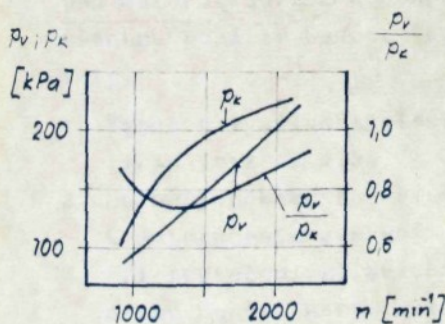
$$p_d = (m) \cdot p_v.$$

Dosazením do rovnice (49) bychom dostali druhý člen v závorce ve tvaru

$$\left(m \cdot \frac{p_r}{p_c} \cdot \frac{\varepsilon_d^{n_3}}{\varepsilon_d^{n_4}} \right)^{\frac{1}{k}} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^q} \right).$$

Průběhy tlaků p_v , p_k v závislosti na otáčkách získané měření na konkrétním motoru jsou pro ilustraci uvedeny na obr. 20.

*jaké?
odpověď?*



Obr. 20

Polytropické exponenty nabývají v závislosti na průběhu pracovního oběhu různých hodnot. V případě, že $\frac{p_k}{p_v} < 1$ (obr. 4), bude

$$\varepsilon_d^{n_3} < 1 \quad \text{a} \quad n_3 < 0$$

$$\varepsilon_{r'}^{n_4} > 1 \quad \text{a} \quad n_4 > 0$$

Pro případ $\frac{p_k}{p_v} > 1$ (obr. 5) bude

$$\varepsilon_d^{n_3} > 1 \quad \text{a} \quad n_3 > 0$$

$$\varepsilon_{r'}^{n_4} < 1 \quad \text{a} \quad n_4 < 0$$

Jejich stanovení výpočtem je možné, avšak velmi pracné, protože předpokládá podrobný výpočet pracovního oběhu

ve fázi výměny válce (především vyplachování).

→ Vztah pro dopravní účinnost v této úpravě je pro běžnou praxi nepoužitelný.

Vztah (49) pro dopravní účinnost byl odvozen za určitých předpokladů, a je proto možné tyto předpoklady využít i při jeho úpravě. Tak kupř. výraz (34) byl odvozen pro případ, že $p_a = p_r$. Využijeme-li této rovnosti a vztahu (37a), můžeme výraz pro dopravní účinnost napsat po úpravě ve tvaru

$$\eta_d = \frac{1}{(\varepsilon - 1) A^{\kappa}} \left[\frac{\varepsilon - \varepsilon_r}{\delta_r} + \varepsilon_r \cdot A \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\theta}} \right) \right] \quad (50)$$

3.3.2 Praktická aplikace

Motor s přeplňováním

Pro názornost (v) použití vztahu (50) jsou uvedeny způsoby stanovení jednotlivých veličin v aplikaci na případ motoru 130/150 a otáčky 2000 1/min. Souhrnně jsou všechny použité hodnoty uvedeny v tabulce v závěru kapitoly.

1. Výpočet využívá znalosti základních konstrukčních veličin (viz tabulka).
2. Hodnoty některých veličin jsou voleny s přihlédnutím k doporučením uvedeným v literatuře (viz tabulka).
3. Při pootočení klikového hřídele o úhel φ_k projde píst dráhu danou známým vztahem

$$s_k = r \left[1 - \cos \varphi_k + \frac{\lambda}{4} (1 - 2 \cos \varphi_k) \right],$$

a objem uvolněný pístem bude po úpravě roven

$$V_{pk} = S_p \cdot s_k = \frac{V_2}{2} \left[1 - \cos \varphi_k + \frac{\lambda}{4} (1 - 2 \cos \varphi_k) \right].$$

Celkový proměnný objem nad pístem lze potom stanovit ze vztahu

$$V_x = V_c + \frac{V_2}{2} \left[1 - \cos \varphi_x + \frac{\lambda}{4} (1 - 2 \cos \varphi_x) \right] \quad (51)$$

Proměnné poměrné stlačení odpovídající poloze pístu v bodě x stanovíme potom ze vztahu

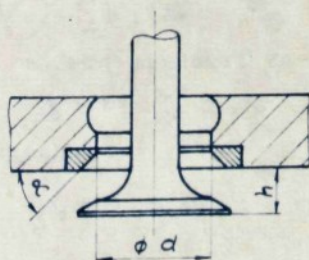
$$\frac{V_x}{V_c} = \epsilon_x = 1 + \frac{\epsilon - 1}{2} \left[1 - \cos \varphi_x + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_x) \right] \quad (52)$$

Pomocí tohoto výrazu byla pro $\varphi_x = \varphi_4$ stanovena hodnota ϵ_r používaná při výpočtu.

4. Maximální vtokový průřez lze stanovit z výrazu

$$S_{max} = \pi (d \cdot h_{max} \cdot \cos \alpha + h^2 \cdot \sin \alpha \cos^2 \alpha) \quad (53)$$

- označení je zřejmé z obr. 21, hodnoty potřebné k výpočtu jsou uvedeny v tabulce



Obr. 21

5. Pro konkrétní tvar vačky je na obr. 22 znázorněn průběh $\frac{S_r}{S_{max}}$, $\frac{\sigma_\varphi}{\sigma_{\varphi_{max}}}$; potřebné hodnoty byly získány výpočtem.

Výpočtem byla rovněž stanovena hodnota $\sigma_{\varphi_{\max}} = 0,569$.

6. Činný úhel vačky je roven $\varphi_e = \varphi_1 + 180 + \varphi_2$

Hodnoty $\beta = \frac{\sigma_{\varphi}}{\sigma_{\varphi_{\max}}}$ stanovíme z obr. 22, přičemž vycházíme z předpokladu, že naplnění válce probíhá od uzavření výfukového ventilu do dolní úvratě, tj. že

$$\beta = \beta_s = \beta_1 - \beta_{14}$$

Hodnoty β_1 a β_{14} najdeme z grafu na obr. 22 pro

$$\frac{\varphi_x}{\varphi_e} = \varphi_1' = \frac{\varphi_1 + 180}{\varphi_e} \quad \text{v případě } \beta_1$$

a pro

$$\frac{\varphi_x}{\varphi_e} = \varphi_{14}' = \frac{\varphi_1 + \varphi_{14}}{\varphi_e} \quad \text{v případě } \beta_{14}$$

Stanovení vlivu prodlouženého sání, tj. úhlu φ_2 , je velmi obtížné, protože je ovlivňován řadou konstrukčních i provozních faktorů. Jako nejjednodušší se jeví zahrnout vliv φ_2 do β .

Potom bude

$$\beta = \beta_s + p \cdot \beta_2$$

(Podle provedených porovnávacích výpočtů jsou nejbližší skutečnosti výsledky, pro které je v případě přeplňovaných motorů $(p) = (-0,3)$).

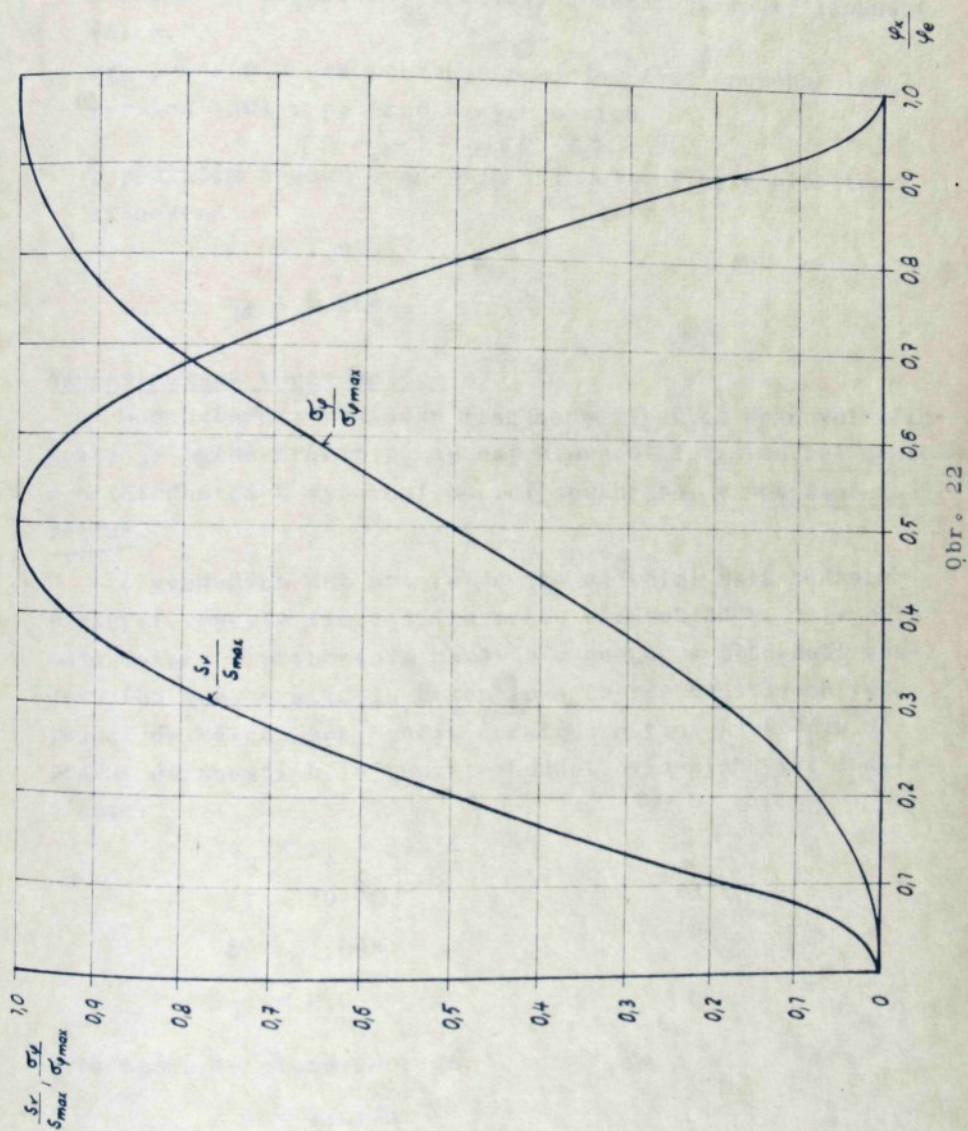
Vlastní β_2 můžeme stanovit ze vztahu

$$\beta_2 = 1 - \beta_s - \beta_{14}$$

a nebo ze vztahu

$$\beta_2 = 1 - \beta_1$$

Pokud je výpočtem sledován kupř. vliv časování na dopravní účinnost, musí být hodnoty β odečteny z grafu na obr. 22 s přesností alespoň na čtyři desetinná místa, což není prakticky proveditelné. V tomto případě je výhodnější použít číselných hodnot z výpočtu pro sestavení průběhu funkce $\beta = f\left(\frac{\varphi_x}{\varphi_e}\right)$, zejména je-li tento proveden pro malý interval úhlu φ_x .



okrajovými
schválen

7. Součinitel smísení plynů φ závisí na stupni smíchání a na potřebné době. Dle literatury /12/ a /7/ se pohybuje u reálných motorů hodnota φ v rozmezí

$$\varphi = 0,9 - 1,2,$$

přičemž vyšší hodnoty přísluší dokonalejšímu vypláchnutí válce.

Pro uvedená φ se pohybuje poslední část druhého členu rovnice (50) v poměrně úzkých mezích

$$\left(1 - \frac{1}{e^{\varphi}}\right) - \gamma = 0,6 - 0,7.$$

S použitím hodnot uvedených v tabulce 1 bylo výpočtem stanoveno

$$A = 1,0135$$

$$\eta_d = 0,974.$$

Vepřepřínovaná verze motoru

Hodnověrnost výsledku získaného výpočtem dopravní účinnosti je možné ověřit pouze experimentální cestou, což není, s přihlédnutím k vybavení měřicí technikou, v současné době reálné.

Z uvedených dat motoru je zřejmá velmi malá hodnota překrytí ventilů (10^0) a lze proto předpokládat, že v případě motoru s přirozeným nasáváním nebude vypláchnutí spalovacího prostoru zcela dokonalé a že všechny vzduch vstupující do válce bude tvořit čerstvou náplň. K výpočtu dopravní účinnosti bylo použito hodnot uvedených výše a dále těchto:

$$T_k = T_o = 293 \text{ K}$$

$$\Delta T = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\delta_T = 1,068$$

$$\gamma = 0,6$$

Výpočtem bylo stanoveno, že

$$A = 1,0173$$

a dopravní účinnost při otáčkách 2000 1/min

$$\eta_d = 0,911.$$

Tabulka 1

Veličina	Označení	Hodnota
1. vrtání válce ϕ	mm D	130,0
2. zdvih pístu	mm Z	150,0
3. stupeň komprese	ϵ	14,54
4. zdvih ventilu (max)	mm $h_{\max}$	14,25
5. průměr talíře ventilu	mm d	57,0
6. úhel v sedle ventilu	..° α	30,0
7. otevření sacího ventilu před úvratí	..° φ_1	3,0
8. zavření sacího ventilu za úvratí	..° φ_2	41,0
9. zavření výfukového ventilu za úvratí	..° φ_4	7,0
10. počet sacích ventilů na válec	z	1,0
11. poloměr kliky	mm r	75,0
12. délka ojnice	mm l	250,0
13. klikový poměr	$\lambda = \frac{r}{l}$	0,3
14. plocha pístu	cm ² S_p	132,7
15. vtokový průřez (max)	cm ² $S_{\max}$	24,47
16. poměrné stlačení v bodě r	ϵ_r	1,0716
17. střední rychlost pístu	m/s c_s	10,0
18. úhlové poměrné otevření ventilu (max)	$\sigma_{\varphi_{\max}}$	0,569
19. činný úhel vačky	..° φ_e	224,0
20. poměrný úhel pootočení vačky pro $\varphi_1 + 180$	φ'_1	0,817
21. poměrný úhel pootočení vačky pro $\varphi_1 + \varphi_4$	φ'_{14}	0,045
22.	β_1	0,9433
23.	β_{14}	0,0013
24.	β_s	0,9420
25.	β_2	0,0567
26. měrný vtokový průřez	δ	0,184
27. ohřátí nasávaného vzduchu	°C ΔT	10,0
28. teplota nasávaného vzduchu	K T_k	410,0
29. poměrné ohřátí nasávaného vzduchu	δ_T	1,024
30. vtokový součinitel	μ	0,75
31. adiabatický exponent	κ	1,39
		0,65

3.3.3 Výpočet dle jednotlivých autorů

Při vzájemném porovnání hodnot dopravní účinnosti stanovených dle jednotlivých autorů byl uvažován motor s parametry uvedenými v předcházející kapitole. Kromě hodnot v tabulce, resp. v kapitole 4.1.2, byly ještě použity následující:

	Motor	
	přepínaný	nepřepínaný
ξ_1	1,055	1,055
ξ_2	0,7	1,0
ξ_3	1,04	1,04
μ_M	0,86	0,86
p_a /kPa/	211,6	92,2
p_k (p_0) /kPa/	222,0	98,0
p_r /kPa/	210,0	103,8
p_v	208,5	-
n	1,5	1,5

Výsledky výpočtu jsou shrnuty v tabulce 2.

Tabulka 2

rovnice	13	14a	15	16	17	18	50
přepínaný	0,930	0,927	0,988	0,948	0,930	1,012	0,974
nepřepínaný	0,872	0,868	0,906	0,871	0,871	-	0,911

Výsledek výpočtu dopravní účinnosti je u většiny vztahů ovlivně volbou jednotlivých součinitelů, která, pokud se vychází z hodnot uvedených v literatuře, dává kupř. u vztahu (15) odchylky 5 - 6 %.

Je třeba zdůraznit, že výpočet byl prováděn pro konkrétní hodnoty tlaku za turbodmychadlem p_k stanovené měřením a pro tlak v konci sání p_a stanovený výpočtem dle vztahu (37), který zahrnuje jak vliv otáček, tak vliv

časování rozvodu. Při volbě tlaku p_a v mezích doporučených literaturou by mohly vzniknout ještě větší rozdíly mezi jednotlivými vztahy a vztahem (50), u kterého je vliv časování částečně zahrnut i v hodnotě poměrného stlačení ϵ_r .

V případě přeplňovaného motoru je zřejmé, že ty vztahy, které nepoužívají různých "opravných" koeficientů, dávají nejnižší hodnoty. K nim se však řadí i vztah Chovachův *Chovachův*, který, posuzováno podle doby publikování, je nejnovější. Vztah Poljakovského dává hodnoty zřejmě vyšší; je však třeba vzít v úvahu, že dosazované hodnoty jsou mimo obor jeho platnosti. Rozsah hodnot (s vyloučením vztahu 18) se pohybuje od 1,5 do 6 %.

Hodnoty získané výpočtem dle vztahů (15) a (50) se liší asi o 1,5 %, přitom rozptyl výsledných hodnot daný volbou součinitelů ξ může být 5 - 6 %.

Vztah (50) má sice ve své podstatě řadu zjednodušení, právě tak jako předcházející, při jeho aplikaci však je možné vycházet v převážné míře z ověřených hodnot. Volba koeficientu ϕ v doporučených mezích způsobuje rozptyl výsledků do 3 %.

V případě nepřepřplňovaného motoru dává nejvyšší hodnoty vztah (50) a nejnižší vztah (14a). Hodnoty získané výpočtem dle (15) a (50) se liší cca o 0,5 %, rozptyl je v rozmezí 0,5 až 5 %.

Porovnání hodnot získaných výpočtem dle jednotlivých autorů bylo provedeno pouze pro maximální otáčky a maximální zatížení motoru. Výpočet pro jiné režimy je prakticky nemožný, protože předpokládá znalost závislostí tlaků p_a a p_r a součinitelů ξ na otáčkách a zatížení. Totéž se týká případu různých časování. Je tedy zřejmé, že odvozený vztah (50), i když je složitější, má větší možnosti použití. Je proto také možné stanovit výpočtově vliv různých parametrů na dopravní účinnost.

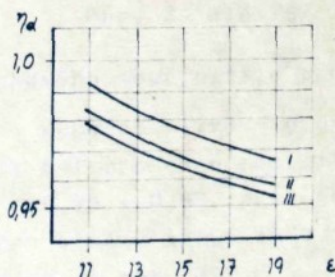
3.4 Vliv některých parametrů na dopravní účinnost

Odvozený vztah pro dopravní účinnost byl použit k výpočtovému ověření vlivu některých parametrů na hodnotu dopravní účinnosti. Údaje potřebné k výpočtu jsou shodné s údaji pro motor 130/150, event. byly získány způsobem popsaným v kapitole 3.3.2.

3.4.1 Vliv stupně komprese

Výpočet byl proveden pro tři různá časování rozvodu při otáčkách 2000 1/min a rozmezí $\epsilon = 11 - 19$. Uvažovány byly tyto alternativy časování

	$\varphi_r [^\circ]$	$\varphi_z [^\circ]$	$\varphi_v [^\circ]$
I.	3	41	7
II.	60	70	60
III.	0	0	0



Obr. 23

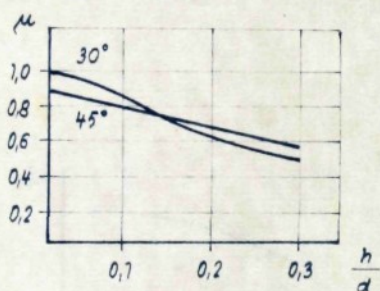
Výsledek výpočtu je souhrnně uveden na obr. 23 a získaná závislost je v souladu s konstatováním výše uvedeným v kapitole 3.2.2.

Změna dopravní účinnosti v závislosti na stupni komprese využívá získaný vztah a takto je také třeba chápat získaný výsledek. Jestliže u zážehových motorů, jak vyplývá z literatury, nedochází s možnou nevýraznou

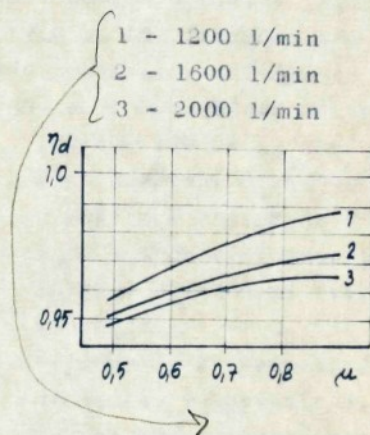
změnou stupně komprese k podstatné změně hodnot dopravní účinnosti, potom experimentální údaje získané v případě vznětového motoru zcela chybí. Nelze proto provést ani srovnání charakteru získaného průběhu s experimentem.

3.4.2 Vliv vtokového součinitele

Hodnotu vtokového součinitele je možné stanovit objektivně pouze měřením na motoru nebo jeho modelu, což je, zejména u rychloběžných motorů s členitými průřezy sání, značně obtížné. Jak uvádí /6/ je podle výsledků měření vtokový součinitel závislý především na poměru zdvihu ventilu k jeho průměru. Na obr. 24 je dle /6/ zjištěný průběh



Obr. 24 dle /6/



Obr. 25

vtokového součinitele pro úhel v sedle ventilu 30° a 45° .

Výpočet vlivu vtokového součinitele na dopravní účinnost byl proveden pomocí vztahu (50) pro hodnoty

$\mu = 0,55 - 0,80$, pro časování rozvodu dle kapitoly 3.3.2 a pro otáčky 1200, 1600 a 2000 1/min. Výsledek výpočtu je uveden na obr. 25.

Jednoznačné formulování závěrů není možné; při vzájemném porovnání je třeba si především uvědomit projevu-jící se vliv otáček na průběh dopravní účinnosti. Výpočet však v každém případě odpovídá skutečnosti v tom, že s růstem hodnoty vtokového součinitele roste naplnění válce.

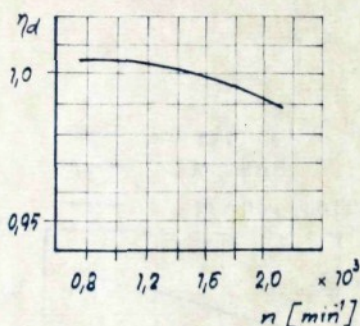
3.4.3 Vliv otáček motoru

Jak již bylo uvedeno v kapitole 3.2.2, mohou mít otáčky výrazný vliv na průběh dopravní účinnosti, který se projevuje především u motorů zážehových (viz obr. 14). Ověření vlivu otáček při použití vztahu (50) může mít pouze orientační charakter, protože nejsou současně uvažovány všechny okolnosti, které změna otáček vyvolává, kupř. změna hodnoty vtokového součinitele, změna v ohřevu plnicího vzduchu, vliv dynamických účinků apod. Výpočet byl proveden pro 18 různých případů časování rozvodu, charakter průběhu je pro všechny sledované varianty stejný a je pro případ motoru

130/150 uveden na obr. 26.

Růst dopravní účinnosti s poklesem otáček je v souladu s některými experimentálními zjištěními (viz obr. 16).

Vyjdeme-li z předpokladu uvedeného v kapitole 3.3.2, můžeme pro nepřepřehnanou verzi porovnat výsledek výpočtu s výsledkem experimentu. Měřením na motoru 130/150 bylo při různých otáčkách zjištěno množství vzduchu nasávané motorem a uvedené na obr. 27.

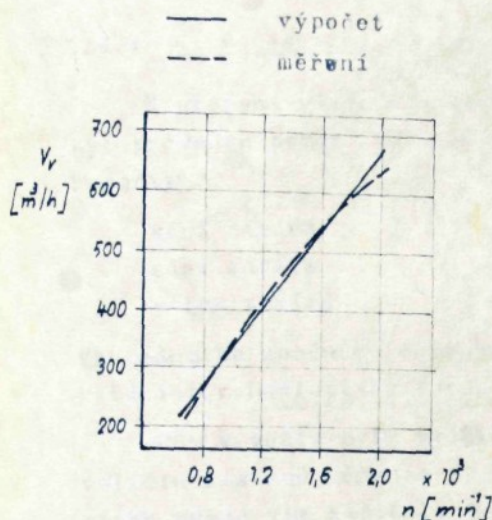


Opis

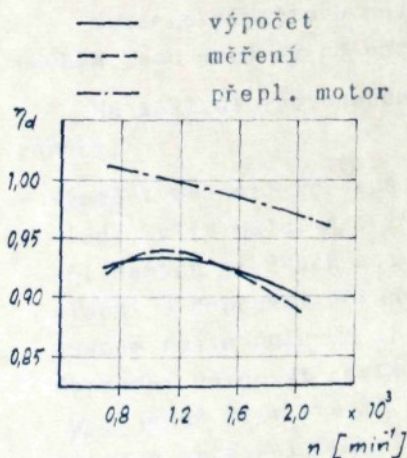
Obr. 26

S použitím teoretického množství vzduchu, které může být ve válci motoru za stavu p_0 , T_0 byla stanovena dopravní účinnost, jejíž průběh je vyneseno do grafu na obr. 28, ve kterém je rovněž vyneseno průběh získaný výpočtem dle vztahu (50) a pro ilustraci i průběh pro případ přepřehnaného motoru.

Z hodnot dopravní účinnosti získaných výpočtem bylo zpětně stanoveno objemové množství vzduchu postupujícího do válce (viz obr. 27). Na základě uvedených výsledků můžeme provést některá konstatování:



Obr. 27



Obr. 28

- průběh dopravní účinnosti stanovené dle vztahu (50) v rozmezí otáček 800 - 1700 1/min vykazuje celkem dobrou shodu s experimentem; tomuto odpovídá i průběh skutečného a vypočteného objemového množství vzduchu nasávaného motorem,
- při otáčkách vyšších jak 1700 1/min je odlišnost v průběhu výraznější a v porovnání s experimentem dosahuje cca 2 %,
- při otáčkách vyšších jak 2000 1/min se mění charakter křivky skutečného nasátého množství; zřejmě se výrazněji projevuje zkrácení doby na sací zdvih a růst ztrát v sacím traktu,
- průběh dopravní účinnosti v případě nepřepř. motoru má charakter obdobný průběhu udávanému u motoru zážehového a liší se tedy od případu přepř. motoru; zhodnocení a vysvětlení je provedeno dále.

3.4.4 Vliv časování rozvodu

K ověření vlivu rozvodových dat na dopravní účinnost byl proveden pomocí vztahu (50) výpočet pro následující hodnoty:

sání otvírá	$\varphi_1 = 0^\circ - 60^\circ$
sání zavírá	$\varphi_2 = 0^\circ - 70^\circ$
výfuk zavírá	$\varphi_4 = 0^\circ - 60^\circ$

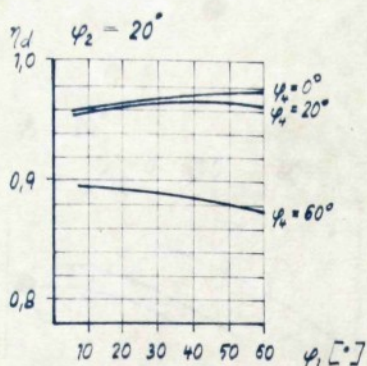
Vzhledem ke značnému rozsahu byl při výpočtu použit stolní kalkulátor Hewlett-Packard, typ 9830 A.

Při výpočtu byly využity konkrétní hodnoty některých veličin získané měřením na motoru 130/150 (základní technické údaje viz kapitola 4.1), výpočet byl proveden pro otáčky 2000 1/min. Tak jako v předcházejících případech platí, že získané výsledky jsou poznamenány zjednodušeními, předpoklady, nedokonalým matematickým popisem jevů atd., přesto však mohou dát představu o vlivu časování rozvodu.

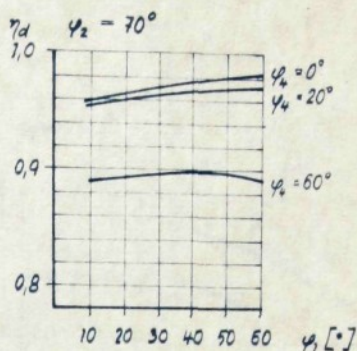
Některé výpočtové hodnoty dopravní účinnosti a jejich průběh jsou uvedeny na obr. 29 - 38.

Na základě provedeného výpočtu lze formulovat některé závěry:

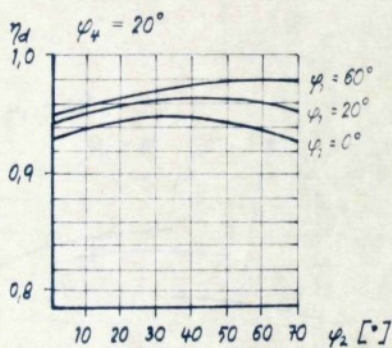
- Výpočet hodnotí správně, v souladu s provedenými předpoklady, vliv úhlu φ_4 . S růstem tohoto úhlu se zmenšuje při daných otáčkách motoru doba plnění válce, tedy i naplnění a dopravní účinnost (viz obr. 29 a 30). Při současném růstu úhlu φ_1 (pro relativně malé hodnoty φ_2) dopravní účinnost roste, s výjimkou značných hodnot úhlu φ_4 , jehož vliv zřejmě převažuje. Výrazné zvětšení úhlu φ_2 se v tomto případě projevuje příznivě a dopravní účinnost klesá až při vyšších hodnotách úhlu φ_1 .
- Vliv úhlu φ_2 se při daných otáčkách (a při menším úhlu φ_4) rovněž projevuje v souladu s předpokladem. S jeho růstem dopravní účinnost roste, dochází tedy zřejmě k dodatečnému naplnění. Při hodnotách $\varphi_2 > 40^\circ$ se kladně projevuje růst úhlu φ_1 (viz obr. 31). Při vyšších



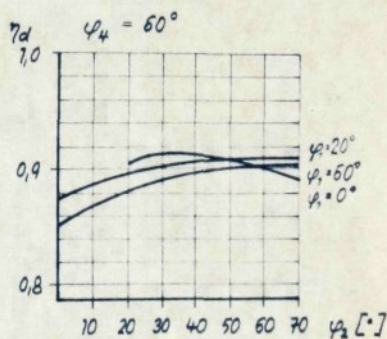
Obr. 29



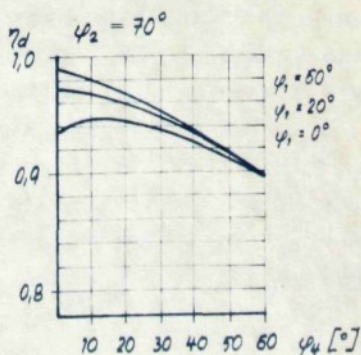
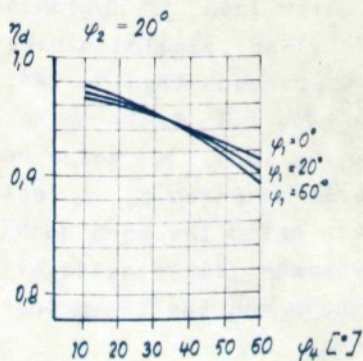
Obr. 30



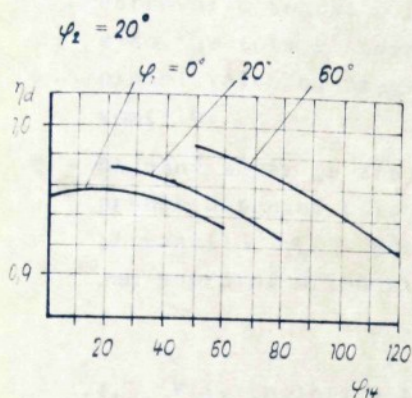
Obr. 31



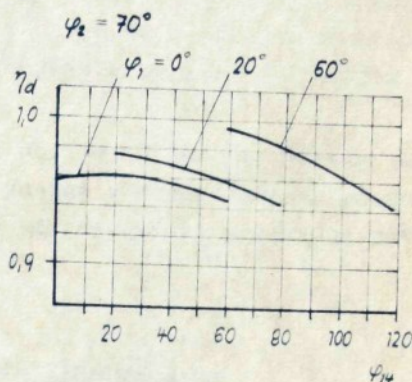
Obr. 32



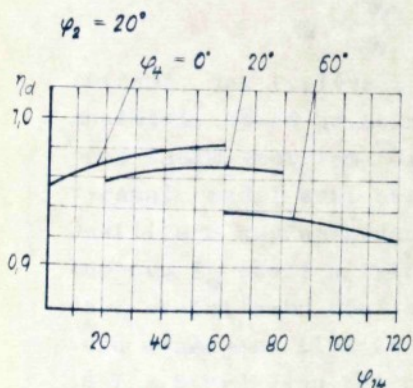
Obr. 34



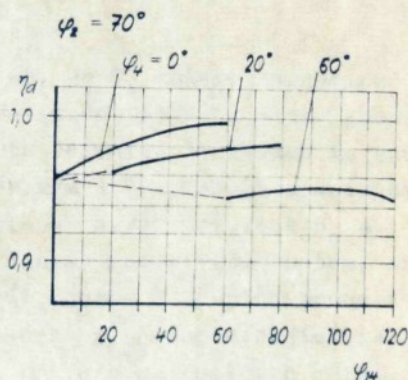
Obr. 35



Obr. 36



Obr. 37



Obr. 38

hodnotách φ_4 není vliv φ_2 tak jednoznačný jako v předcházejícím případě. Je-li úhel φ_4 nulový (což je pouze teoretický případ) dopravní účinnost s úhlem φ_2 nejprve roste a potom klesá. Při $\varphi_1 \neq 0$ zřejmě převládá vliv úhlu φ_4 nad úhlem φ_1 , což se projevuje tím, že při vyšších hodnotách φ_1 je dopravní účinnost celkově nižší (viz obr. 32). Průběh dopravní účinnosti je při vyšších hodnotách φ_4 zdánlivě příznivější, hodnoty dopravní účinnosti jsou však výrazně nižší než pro menší φ_4 .

- Vliv úhlu φ_4 je jednoznačně zřejmý z obr. 33 a 34. Až na případ $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 70^\circ$ (který pouze je teoretický) dopravní účinnost s růstem φ_4 klesá. Jak už bylo uvedeno výše, je toto v souladu se skutečností, pokud uvažujeme plnění válce od uzavření výfukového do uzavření sacího ventilu.
- Obdobný závěr je zřejmý i z obr. 35 - 38, na kterých je průběh dopravní účinnosti vyneseno v závislosti na překrytí ventilů φ_{14} . Růst úhlu φ_4 se rovněž projevuje poklesem dopravní účinnosti.

3.4.5 Vliv teploty a tlaku plnicího vzduchu

Základní vztah pro dopravní účinnost (1) platící pro molová množství, platí i pro množství hmotnostní, tj.

$$\eta_d = \frac{G_e}{G_t}$$

přičemž, jak vyplývá z definice, je G_t takové teoretické množství, které je možné dopravit do válce za stavu vzduchu před sacím ventilem. Již z této definice je zřejmé, že bude výrazný rozdíl mezi nepřepřlňovaným a přepřlňovaným motorem. Jestliže u nepřepřlňovaného motoru uvažujeme tlak p_0 a teplotu T_0 okolí a tyto se v daném, relativně dlouhém, období nemění nebo mění nevýrazně, potom u přepřlňovaného motoru uvažujeme tlak za kompresorem p_k a odpovídající teplotu T_k , které jsou při různých provozních režimech různé. Z tohoto vyplývá, že G_t nepřepřlňovaného motoru je veličina prakticky konstantní, kdežto u motoru přepřlňovaného proměnná. Na obr. 39 je znázorněn průběh G_t přepřlňované verze motoru 130/150, který byl stanoven s použitím experimentálně zjištěných hodnot p_k a T_k . Současně je vynesena konstantní hodnota G_t nepřepřlňovaného motoru. Je třeba připomenout, že jsou uvažovány pouze různé otáčkové režimy při maximální dávce paliva.

Ze vztahu pro stanovení měrné hmotnosti vzduchu při jeho různém tlaku a teplotě je zřejmé, že výrazněji se projevuje změna tlaku. Desetiprocentní zvýšení tlaku znamená

- Vliv úhlu φ_u je jednoznačně zřejmý z obr. 33 a 34. Až na případ $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 70^\circ$ (který pouze je teoretický) dopravní účinnost s růstem φ_u klesá. Jak už bylo uvedeno výše, je toto v souladu se skutečností, pokud uvažujeme plnění válce od uzavření výfukového do uzavření sacího ventilu.
- Obdobný závěr je zřejmý i z obr. 35 - 38, na kterých je průběh dopravní účinnosti vyneseno v závislosti na překrytí ventilů φ_u . Růst úhlu φ_u se rovněž projevuje poklesem dopravní účinnosti.

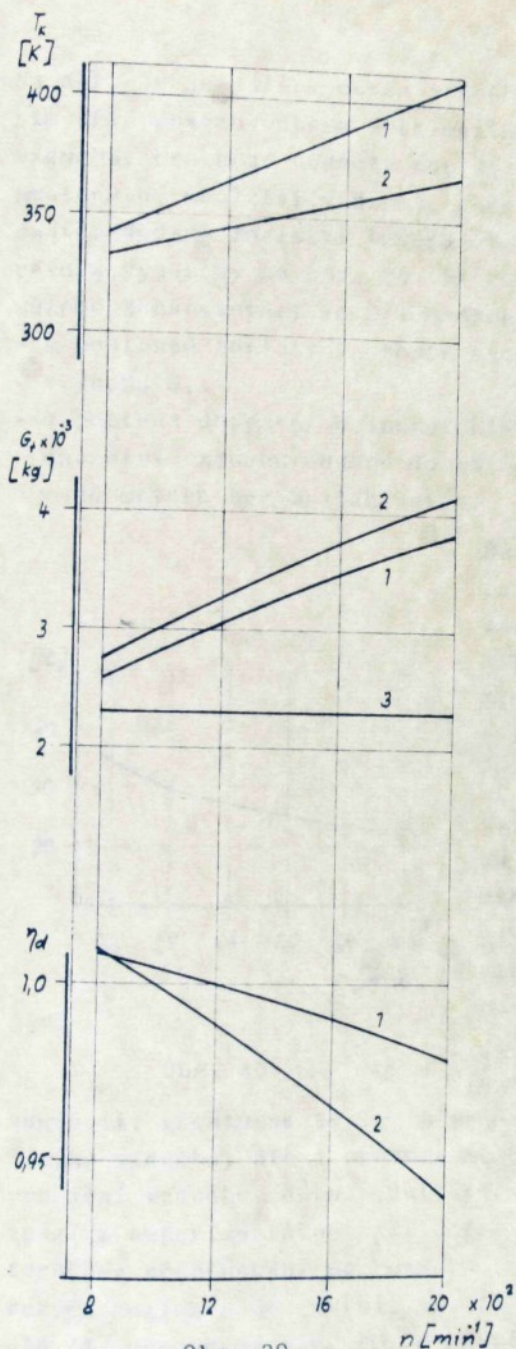
3.4.5 Vliv teploty a tlaku plnicího vzduchu

Základní vztah pro dopravní účinnost (1) platící pro molová množství, platí i pro množství hmotnostní, tj.

$$\eta_d = \frac{G_e}{G_t}$$

přičemž, jak vyplývá z definice, je G_t takové teoretické množství, které je možné dopravit do válce za stavu vzduchu před sacím ventilem. Již z této definice je zřejmé, že bude výrazný rozdíl mezi nepřepřínovaným a přepřínovaným motorem. Jestliže u nepřepřínovaného motoru uvažujeme tlak p_0 a teplotu T_0 okolí a tyto se v daném, relativně dlouhém, období nemění nebo mění nevýrazně, potom u přepřínovaného motoru uvažujeme tlak za kompresorem p_k a odpovídající teplotu T_k , které jsou při různých provozních režimech různé. Z tohoto vyplývá, že G_t nepřepřínovaného motoru je veličina prakticky konstantní, kdežto u motoru přepřínovaného proměnná. Na obr. 39 je znázorněn průběh G_t přepřínované verze motoru 130/150, který byl stanoven s použitím experimentálně zjištěných hodnot p_k a T_k . Současně je vynesena konstantní hodnota G_t nepřepřínovaného motoru. Je třeba připomenout, že jsou uvažovány pouze různé otáčkové režimy při maximální dávce paliva.

Ze vztahu pro stanovení měrné hmotnosti vzduchu při jeho různém tlaku a teplotě je zřejmé, že výrazněji se projevuje změna tlaku. Desetiprocentní zvýšení tlaku znamená

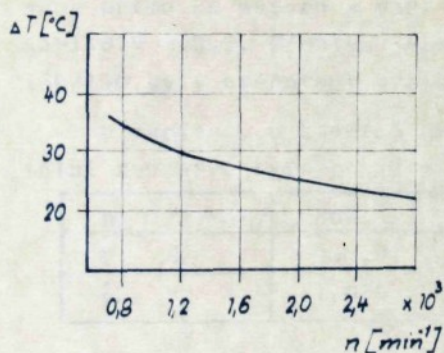


Obr. 39

růst měrné hmotnosti o 10 %, zatímco při poklesu teploty o 10 % vzroste měrná hmotnost o necelá tři procenta. Z tohoto však není možné jednoznačně usuzovat na změnu naplnění válce.

Na obr. 39 je dále vynesena průběh teploty T_k zjištěné měřením při provozu motoru bez mezichladiče a s mezichladičem vzduchu. Pro dané hodnoty teplot bylo vypočteno teoretické hmotnostní množství vzduchu, dopravní účinnost a jí odprovádající dodané množství vzduchu. Všechny získané hodnoty jsou rovněž vyneseny na obr. 39. Na základě provedeného výpočtu můžeme konstatovat, že při daných otáčkách

- s poklesem teploty T_k roste teoretické hmotnostní množství vzduchu G_t ,
- vypočtená dopravní účinnost klesá s poklesem teploty, množství vzduchu dodané do válce je však větší, než v případě motoru bez mezichladiče.



Obr. 40 dle /4/

součástí, přestupem tepla, přeměnou kinetické energie proudícího vzduchu, ale i provozními podmínkami, charakterem proudění vzduchu, dobou sání atd. Při výpočtu se proto vychází z experimentálně zjištěných hodnot. U vznětových motorů bez přeplňování se hodnota ΔT pohybuje v poměrně širokých mezích a je závislá na otáčkách. Zjištěný průběh je dle /4/ uveden na obr. 40. U přeplňovaných motorů bez mezichladiče vzduchu je teplota postupujícího vzduchu vyšší a teplotní rozdíl mezi součástmi a vzduchem menší. Ohřev vzduchu je menší, dle /4/ prakticky nezávisí na otáčkách a pohybuje se v poměrně úzkém rozmezí $\Delta T = 9-10^{\circ}C$. V případě extrémního ohřevu postupujícího vzduchu může být ΔT záporné.

Růstem G_t přeplňovaného motoru s otáčkami můžeme jednoznačně vysvětlit odlišný průběh dopravní účinnosti u přeplňovaných naftových motorů v porovnání s motory nepřepřňovanými nebo zážehovými.

Na průběh dopravní účinnosti má rovněž vliv ohřev nasávaného vzduchu ΔT , který je u přeplňovaného a nepřepřňovaného motoru rozdílný. Stanovit hodnotu ΔT výpočtem je obtížné, protože je ovlivňována nejen teplotním stavem

3.5 Přibližný výpočet dopravní účinnosti. Orientační stanovení rozvodových dat

Jak již bylo konstatováno, nebylo přímé experimentální ověření hodnot dopravní účinnosti přepínávaného motoru možné. Ověření provedené pro motor nepřepínávaný i získané obecné závislosti dovolují formulovat závěr, že vztah pro dopravní účinnost zahrnující časování je, při uvažování všech předpokladů a zjednodušení, v praxi použitelný. Při řešení jednotlivých dílčích otázek byl proveden výpočet více jak 300 variant časování a různých provozních režimů, přičemž bylo využito hodnot získaných měření na motoru 130/150. Současně byly výpočtově zpracovávány varianty, které byly z hlediska provozních parametrů ověřovány přímo na motoru a varianty doporučeného časování dle kapitoly 3.2.2. Přehled je zřejmý z tabulky 3. Na motoru 130/150 byly ověřovány varianty I - VII.

U variant, u kterých nebyly k dispozici experimentální hodnoty, bylo použito následujících:

n	/l/min/	800	1200	1600	2000
T	/K/	335,0	370,0	391,0	410,0
δ_r		1,030	1,027	1,025	1,024

Značný rozsah provedených výpočtů umožnil najít některé obecné (z hlediska použité výpočtové metody) závislosti a navrhnout takové zjednodušení, které dovoluje poměrně rychle stanovit přibližnou hodnotu dopravní účinnosti.

Jak již bylo uvedeno v kapitole 3.2.2, můžeme tlakování vyjádřit takto

$$p_a = p_k - a \cdot p_k$$

kde $a \cdot p_k$ je tlaková ztráta. Jestliže tento výraz upravíme a porovnáme s výrazem (37a) vidíme, že platí

$$1 - a = \frac{1}{A^\infty}$$

a dále

$$A^\infty = \frac{1}{1-a} \quad (54)$$

Tabulka 3

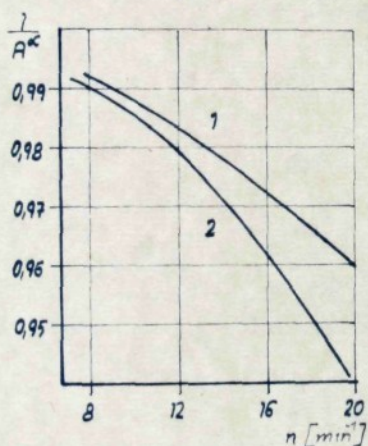
Varianta otáčky		φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	p_k	p_v	T_k	δ_r	A^c	γ_d	ϵ
1/min		..°	..°	..°	..°	..°	kPa	kPa	K				
I.	800	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	1200	3	41	7	10	224	161,8	140,2	366	1,030	1,0095	1,007	14,54
	1600						193,2	174,5	387	1,027	1,0196	1,000	
	2000						222,0	220,0	410	1,025	1,0332	0,989	
II.	800	18	42	17	35	240	124,5	110,8	335	1,030	1,0083	1,0036	14,0
	1200						169,6	137,3	370	1,027	1,0150	0,9946	
	1600						202,0	170,6	391	1,025	0,0254	0,991	
	2000						224,5	214,8	412	1,024	1,0427	0,970	
III.	800	18	52	17	35	250	125,5	109,8	335	1,030	1,0079	0,0045	14,0
	1200						171,6	137,3	371	1,027	1,015	0,999	
	1600						204,0	170,6	391	1,025	1,0256	0,991	
	2000						229,5	213,8	410	1,024	1,0425	0,976	
IV.	800	23	47	22	45	250	174,5	141,2	370	1,030	1,0072	0,996	14,54
	1200						205,0	174,5	391	1,027	1,0150	0,991	
	1600						227,5	216,7	413	1,025	1,0253	0,984	
	2000									1,024	1,0375	0,975	

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
V.	800 1200 1600 2000	23 57	22	45	260	167,7 197,1 206,9	137,3 168,6 216,7	373 392 409	1,030 1,027 1,025 1,024	1,0069 1,0141 1,0242 1,0363	0,997 0,992 0,985 0,974	14,54
VI.	800 1200 1600 2000	28 52	27	55	260	169,6 197,1 215,7	140,2 171,6 208,8	372 388 409	1,030 1,027 1,025 1,024	1,0076 1,0156 1,0267 1,0399	0,989 0,984 0,975 0,964	14,54
VII.	800 1200 1600 2000	28 32	27	55	240	171,6 201,0 220,6	150,04 184,3 218,7	368 391 409	1,030 1,027 1,025 1,024	1,0080 1,0170 1,0285 1,0422	0,992 0,986 0,978 0,965	13,58
VIII.	800 1200 1600 2000	30 50	30	60	260			335 370 391 410	1,030 1,027 1,025 1,024	1,0076 1,0156 1,0264 1,0394	0,984 0,980 0,970 0,959	14,54
IX.	800 1200 1600 2000	40 60	50	90	280			335 370 391 410	1,030 1,027 1,025 1,024	1,0068 1,0140 1,0235 1,035	0,941 0,937 0,930 0,921	14,54
X.	800 1200 1600 2000	35 50	30	65	265			335 370 391 410	1,030 1,027 1,025 1,024	1,0075 1,0154 1,0260 1,0388	0,984 0,979 0,971 0,960	14,54

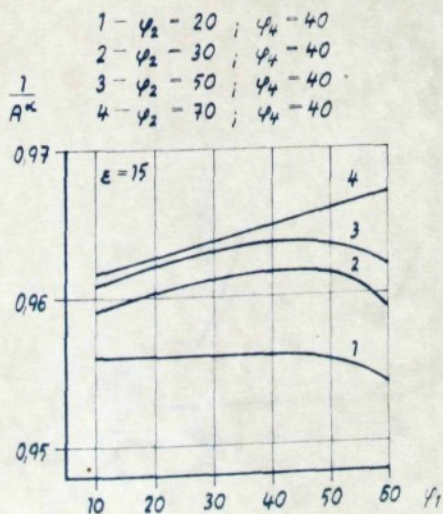
Ke stanovení A^k je tedy dostatečné znát součinitel tlakové ztráty a .

Provedené výpočty ukazují, že pro uvažovaný typ motoru a uvažované stupně komprese závisí součinitel tlakové ztráty především na otáčkách motoru a úhlu překrytí ventilů. Hodnoty vypočtené pro jednotlivé varianty časování se prakticky neliší a jsou vyneseny na obr. 41. Je proto možné pro dané překrytí, a tedy úhly φ_1 a φ_4 , stanovit s dostatečnou přesností hodnotu A^k .

- 1 - přepínávaný
2 - nepřepínávaný



Obr. 42

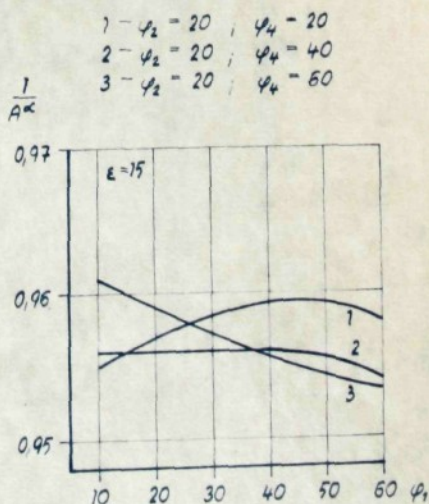


Obr. 43

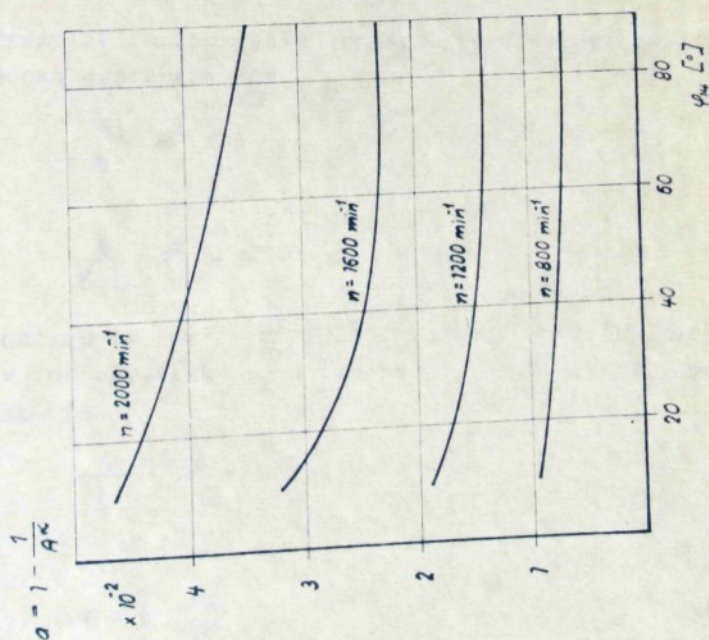
Na obr. 42 je pro doplnění znázorněn průběh funkce $\frac{1}{A^k} = f(n)$ pro varianty časování I - VII. Pro případy výrazně odlišného časování je tento průběh jiný. Jak je zřejmé z obr. 43 a 44, je charakter průběhu této funkce ve značné míře závislý na časování, především na úhlu uzavření výfukového ventilu.

Vztah (50) pro dopravní účinnost můžeme napsat ve tvaru

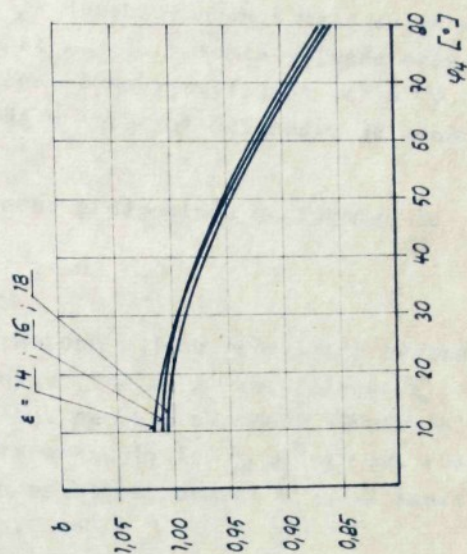
$$\eta_d \cdot A^k = \frac{1}{\epsilon - 1} \left(\frac{\epsilon - \epsilon_r'}{\delta_r} + \epsilon_r' \cdot A \cdot r \right)$$



Obr. 44



Обр. 41



Обр. 45

Vezmeme-li v úvahu, že A dosahuje hodnot málo odlišných od jedné, můžeme dosadit $A = 1$. V tomto případě odchylka členu $\epsilon_r' \cdot A \cdot \gamma$ pro reálně se vyskytující ϵ_r' a γ nepřevyšuje 1,5 % a chyba v dopravní účinnosti je menší jak 0,5 %.

S použitím uvedeného předpokladu dostaneme, že

$$\eta_d \cdot A^K = \frac{\epsilon - \epsilon_r'}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{\delta_r} + \frac{\epsilon_r'}{\epsilon - 1} \gamma$$

V případě konkrétního motoru a jeho provozního režimu můžeme považovat veličiny ϵ , δ_r a γ za stálé a $\eta_d \cdot A^K$ bude záviset na ϵ_r' , tj. na úhlu uzavření výfukového ventilu. Provedené výpočty ukazují, že $\eta_d \cdot A^K$ se pro různé hodnoty sacího ventilu prakticky nemění a je-li konstantní úhel φ_4 , můžeme napsat, že

$$\eta_d \cdot A^K = b = \text{KONST.} \quad (55)$$

Pro A^K stanovené z výrazu (54) můžeme vypočítat dopravní účinnost. Průběh b v závislosti na úhlu φ_4 je zřejmý z obr. 45.

Výraz (55) můžeme dále upravit. Po dosazení za dopravní účinnost dostaneme, že

$$\frac{G_e}{G_r} \cdot A^K = b$$

a dále

$$\frac{G_e}{V_2 \cdot \rho_k} \cdot A^K = b$$

Označíme-li poměr $\frac{G_e}{\rho_k}$ jako objemové množství čerstvé náplně válce při tlaku p_k a teplotě T_k , tj. jako V_k , můžeme napsat, že

$$\frac{V_k}{V_2} \cdot A^K = b$$

a konečně, že

$$V_k = b \cdot \frac{V_2}{A^K} \quad (56)$$

Z výrazu (56) můžeme tedy stanovit objemové množství a při známém, resp. předpokládaném tlaku, a teplotě hmotnostní množství čerstvé náplně.

Grafů na obr. 41 a 45 můžeme rovněž využít k orientačnímu stanovení časování rozvodu s maximální dopravní účinností a minimálním ztrátovým součinitelem.

Chceme-li kupř. stanovit vhodné časování rozvodu z hlediska minimální ztráty, je z obr. 41 zřejmé, že toto je možné pro vyšší hodnoty překrytí ventilů. Uvažujeme-li otáčky 2000 l/min, a event. návaznost otáček nižších, je zřejmé, že při dodržení minimální vzdálenosti mezi pístem a hlavou válce a co nejmenšího nutného vybrání pro ventily v pístu, jeví se jako nejvhodnější překrytí 60° , pro které je při otáčkách 2000 l/min $a = 0,0378$.

Z obecných průběhů dopravní účinnosti i z provedených závěrů vyplývá, že dopravní účinnost roste s klesajícím úhlem φ_4 . Předpokládejme, že z hlediska nutné úpravy pístu (nebezpečí střetnutí pístu s ventilem v okolí horní úvratě) je možné použít $\varphi_1 = 45^\circ$. V tomto případě najdeme pro $\varphi_4 = 15^\circ$ a $\varepsilon = 14,5$ hodnotu $b = 1,0125$.

Ze vztahu (54) najdeme $A^{\infty} = 1,0393$ a ze vztahu (55)

$V_k = 1,95 \text{ m}^3$. Obdobně pro

$n = 1600 \text{ l/min}$	$\eta_d = 0,988$	$V_k = 1,97 \text{ m}^3$
$n = 1200 \text{ l/min}$	$\eta_d = 0,998$	$V_k = 1,99 \text{ m}^3$
$n = 800 \text{ l/min}$	$\eta_d = 1,005$	$V_k = 2,01 \text{ m}^3$

Výpočtem dle vztahů (38) a (50) dostaneme $A^{\infty} = 1,039$ a

$\eta_d = 0,980$. Chyba přibližného stanovení dopravní účinnosti tedy činí 0,6 %, což je prakticky zanedbatelné.

Z průběhu křivek na obr. 41 a 45 je zřejmé, že nejvhodnější je volba $\varphi_{1u} > 60^\circ$ a $\varphi_4 < 20^\circ$.

Při přibližném stanovení dopravní účinnosti a uvedeném způsobu stanovení úhlů φ_1 a φ_4 se neprojevuje vliv úhlu φ_2 . Jak vyplývá z kapitoly 3.4.4 projevuje se vliv φ_2 především na celkové době plnění válce a především pro vyšší hodnoty φ_4 . Z hlediska průběhu φ_2 (viz obr.31) je možné s přihlédnutím k uvažovaným hodnotám φ , doporučit velikost $\varphi_2 = 30 - 40^\circ$.

V této souvislosti je však třeba znovu zdůraznit, že není ve výpočtu dostatečně průkazně uvážováno dodatečné naplnění válce a že vliv φ_2 je uveden pro motor s konkrétními parametry. Pro získání obecnější představy by bylo zapotřebí provést další alternativní výpočty podložené experimentem.

V praxi musí být doporučené časování samozřejmě konfrontováno s konstrukčními, výrobními a dalšími možnostmi daného motoru. Z programů výrobních závodů je kupř. známo, že časování přepínovaného motoru bývá z hlediska výrobní ekonomie někdy ponecháváno shodné s časováním základní nepřepínované verze i za cenu možných horších parametrů.

4.0 TECHNICKO-EKONOMICKÉ HODNOCENÍ

Prokázat ekonomickou výhodnost odvozeného vztahu pro dopravní účinnost není samozřejmě jednoduché, protože záleží mj. na způsobu jeho využití.

Budeme-li uvažovat představbu nepřepínovaného motoru na motor přepínovaný spojenou se změnou rozvodových dat potom pro daný typ motoru se jeví jako možné omezit rozsah jinak nutných experimentálních prací. Přibližné stanovení časování rozvodu vycházející z požadavku minimálních tlakových ztrát může orientovat konstruktéra na vhodnou oblast, kterou je možné dále zpřesnit např. pomocí metody hydrodynamické analogie. (Princip hydrodynamické analogie v aplikaci na spalovací motor je dostatečně podrobně popsán kupř. v /15/).

Experimentální ověření časování rozvodu u plnorozměrového motoru je značně technicky i časově náročné.

Řešení této problematiky v případě motoru 130/150 ukazuje, že ověření 10 různých rozvodových dat představuje intenzivní tříletou práci, přičemž finanční náklady přesahují výši 500 tis. Kčs. Je reálné, že v případě předchozího přibližného stanovení rozvodových dat a jejich částečné optimalizace metodou hydrodynamické analógie by bylo možné snížit rozsah experimentu na polovinu a náklady minimálně o 25 %.

Uvedený hrubý odhad bere v úvahu pouze ekonomii v oblasti experimentálních prací, protože k vyčíslení jiných úspor (např. v oblasti konstrukční, v oblasti užité hodnoty výrobku, ve využití brzdových stanovišť jinými pracemi apod.) nejsou k dispozici potřebné podklady.

5.0 ZÁVĚR

Jedním z parametrů hodnotících naplnění válce je dopravní účinnost. V literatuře běžně publikované vztahy k jejímu stanovení vycházejí z řady zjednodušujících předpokladů a současně používají koeficientů, jejichž fyzikální smysl není vždy zřejmý a jejichž aplikace není jednoznačně stanovena. I když odvozený vztah rovněž vychází z některých zjednodušení, umožňuje uvažovat vliv časování, otáček a dalších, většinou snadno stanovitelných, parametrů.

Dopravní účinnost dovoluje, v případě nepřepřínovaných motorů mj. vzájemné porovnání motorů různých konstrukcí, u motorů přepřínovaných nedává jasnou představu o množství čerstvé náplně válce. Vzájemné porovnání těchto motorů je možné pouze při shodných parametrech nasávaného vzduchu.

Výpočtem získaná hodnota dopravní účinnosti neuvažuje celou složitost jevů probíhajících při výměně obsahu

válce a jeho naplnění, ani vzájemnou vazbu motor-turbodmychadlo a bude, zejména u motorů přeplňovaných, nutně odlišná od hodnoty stanovené experimentální cestou.

Dosud publikované vztahy pro dopravní účinnost obsahují některé veličiny (kupř. tlak v konci sání, tlak v horní úvrati při překrytí ventilů), jejichž hodnoty je obtížné stanovit, zejména pro různá konstrukční uspořádání resp. různé provozní režimy. Rovněž neumožňují přímo uvažovat časování rozvodu, otáčky atd.

Odvozený vztah tyto nedostatky částečně eliminuje a používá většinou veličiny u kterých jsou hodnoty dostatečně experimentálně ověřeny. Svou skladbou dovoluje posoudit vliv různých konstrukčních úprav i různých provozních režimů daného motoru.

Odvozený vztah byl ověřen pro případ nepřepřňovaného motoru a vykázal celkem dobrou shodu s experimentem. Na použitelnost u motorů přeplňovaných je možné zatím usuzovat jen z porovnání průběhů dopravní účinnosti získaných výpočtem a uváděných v literatuře. V dané etapě je tedy vhodný především ke vzájemnému porovnání úprav daného motoru.

Pro daný typ motoru byly získány podklady ke zjednodušenému výpočtu, který dovoluje získat přibližnou hodnotu dopravní účinnosti, event. přibližně stanovit vhodné časování rozvodu, což může vést k úsporám zejména v experimentální oblasti. Ve spojení s dalšími metodami (kupř. hydrodynamickou analogií) může být ekonomický efekt ještě větší.

POUŽITÁ LITERATURA

- /1/ BARTONÍČEK, L.: Časování rozvodu přeplňovaného motoru, část I - III. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.
- /2/ ČSN 09 0011.
- /3/ DJAČENKO, N. Ch., aj.: Teorijskaja dvigatel' vnutrennego sgoranija. 2-oe izd. Leningrad 1974.
- /4/ CHOVAČ, M. S., aj.: Avtomobilnyje dvigateli. 2-oe izd. Moskva 1977.
- /5/ KALABIN, V. P.: Teplovyje processy dvigatel' vnutrennego sgoranija. 1-oe izd. Moskva 1959.
- /6/ KOŽOUŠEK, J.: Teorie spalovacích motorů. 2 vyd. Praha 1971.
- /7/ LEBEDĚV, S. E.: Teplovoj rasčet dvigatel' vnutrennego sgoranija. 1-oe izd. Moskva 1946.
- /8/ LENIN, I. M., aj.: Avtomobilnyje i traktornyje dvigateli, část I. 2-oe izd. Moskva 1976.
- /9/ LENIN, I. M.: Teorijskaja avtomobilnyh dvigatel'ej. 2-oe izd. Moskva 1958.
- /10/ MAZING, E. K.: Teplovoj rasčet rabočego processa dvigatel' vnutrennego sgoranija. 1-oe izd. Moskva 1935.
- /11/ ORLIN, A. S., aj.: Teorijskaja rabočich processov poršnych i kombinirovannyh dvigatel'ej. 3-oe izd. Moskva 1971.
- /12/ POLJAKOVSKIJ, G. M., aj.: Obobščennnyje zavisimosti dlja opredelenija koeficienta napolnjenja. In: Dvigateli vnutrennego sgoranija. Vyp. 18. Charkov 1973, s. 97.
- /13/ TAREJEV, V. M.: Spravočnik po teplovomu rasčetu dvigatel' vnutrennego sgoranija. 3-oe izd. Leningrad 1961.
- /14/ Pat. Jap. 20212.

/15/ ŠIDLOF, P.: Použití hydrodynamické analogie při studiu výměny obsahu válců. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1972.

PŘÍLOHA

Seznam a stručná anotace vědeckovýzkumných prací,
publikační činnost, odborné posudky

I. Vědeckovýzkumné práce

- /1/ KOVÁŘ, Z., aj.: Studium namáhání bloku motoru Š 706 RT
I. část. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1960.

Tenzometricky sledováno namáhání motorového bloku v místech vznikajících trhlin. Doporučení možných úprav předána výrobci k realizaci.

- /2/ KOVÁŘ, Z., aj.: Chvění turbosoustrojí v elektrárně
"Andělská Hora". /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1961.

Posouzeny hodnoty chvění turbosoustrojí z hlediska uložení a další provozuschopnosti. Závěry a návrhy na opatření předány uživateli.

- /3/ ČERVINKA, O. - KOVÁŘ, Z. - RUTKOVSKÝ, B.: Namáhání tělesa ovládacího šoupátka sklápěče Š 706 RIS. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1961.

V souvislosti s modernizací výroby automobilů provedena studie namáhání ovládacího šoupátka. Závěry předány výrobci n.p. Technometra Semily.

- /4/ BEROUN, S. - ČERVINKA, O. - RUTKOVSKÝ, B.: Studium průběhu tlaků v hydraulickém mechanismu sklápěče Š 706 RIS. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1961.

V souvislosti s modernizací výroby automobilů provedena celková studie průběhu tlaků v hydraulickém mechanismu. Závěry a návrhy na opatření předány k realizaci výrobci.

- /5/ ČERVINKA, O. - KOVÁŘ, Z.: Průběh záběrového kroutícího momentu kompresoru. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1961.

V souvislosti s vývojem nových chladicích souprav posouzen z hlediska namáhání a životnosti návrh náhonu kompresoru. Závěry a doporučení předány řešiteli úkolu.

- /6/ KOVÁŘ, Z., aj.: Studium namáhání bloku motoru Š 706 RI. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1962.

Ověřeny úpravy provedené na základě předchozího výzkumu, závěry předány k realizaci výrobci motorů.

- /7/ ČERVINKA, O.: Studium namáhání bloku válců motoru Mercedes-Benz OM-326 IV. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1962.

Provedeno celkové posouzení namáhání bloku motoru předního zahraničního výrobce jako podklad pro další vývojové práce v ČSSR.

- /8/ KOVÁŘ, Z., aj.: Studium namáhání bloku motoru Š 706 RI III. část. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1962.

Ověřeny konečné úpravy zaměřené na snížení namáhání bloku válců včetně vlivu hlav, olejové vany atd. Závěry předány výrobci motorů.

- /9/ KOVÁŘ, Z., aj.: Výzkum spalovacího procesu rychloběžných naftových motorů. Motor MAN. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1962.

Studium spalování při provozu motoru předního zahraničního výrobce s různými palivy. Závěry využity při řešení státního úkolu technického rozvoje.

- /10/ KOVÁŘ, Z., aj.: Výzkum spalovacího procesu rychloběžných naftových motorů. Motor I ST 120. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1962.

Na zkušebním jednoválci sledován vliv různých parametrů a úprav na průběh spalovacího procesu. Prováděna hluková analýza. Závěry využity při řešení státního úkolu technického rozvoje.

- /11/ KOVÁŘ, Z., aj.: Výzkum spalovacího procesu rychloběžných naftových motorů. Motor Š 706 RI. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1962.

Sledován průběh spalovacího procesu motoru čs. výroby, ověřena některá obecná doporučení. Využito při řešení státního úkolu technického rozvoje.

- /12/ RUTKOVSKÝ, B., aj.: Studium namáhání pístů motoru Š 706 RI - zkoušky statické. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1964.

Vyvinuta metodika a realizovány statické zkoušky pístů, především namáhání oka pístního čepu jako podklad pro další etapu prací.

- /13/ BEROUN, S., aj.: Studium namáhání pístů motoru Š 706 RI - zkoušky dynamické za provozu. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1964.

Vyvinuta metodika ke stanovení namáhání oka pístního čepu. Zjištěné hodnoty porovnány s dovolenými namáháními a dány závěry pro úpravu. Realizováno výrobcem motorů.

- /14/ ČERVINKA, O.: Křoutivé kmitání a pružné spojky. /Písemná práce aspirantského minima/. Liberec. 1964. - VŠST. Fakulta strojní.

- /15/ ČERVINKA, O.: Výpočet pístního čepu a jeho experimentální ověření. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1964.

Na základě literárních pramenů předložen výpočet pístního čepu z hlediska možných deformací včetně vnitřního pnutí a experimentálně ověřen pro případ motoru Š 706 RI. Formulována doporučení pro zlepšení funkční spolehlivosti.

- /16/ ČERVINKA, O.: Torzní kmitání hnacího ústrojí automobilu a možnosti jeho ovlivnění. /Kandidátská dizertace/. Praha 1967. - ČVUT. Fakulta strojní.

- /17/ ČERVINKA, O.: Vyvážení šestiválcového vznětového motoru Fiat. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1968.

Proveden rozbor vyvážení motoru zahraničního výrobce, jako podklad pro srovnání s novými typy motorů n.p. LIAZ.

- /18/ ČERVINKA, O.: Výzkum vývojových olejů n.p. Benzina.
/Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1968.

Posouzení motorových olejů řady AD s různou dozací přísad firem Hitec, Santolube, Montsants atd. z hlediska provozu plnorozměrového vznětového motoru. Dáno doporučení k výrobě oleje 20 W/50 - Mogul Super.

- /19/ ČERVINKA, O.: Výzkum vývojových přísad n.p. CHZJD Bratislava. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KPS VŠST 1968.

Posouzení tuzemských vývojových přísad motorových olejů z hlediska možnosti náhrady dovozu. Výrobci dána doporučení pro další vývojové práce.

- /20/ ČERVINKA, O. - LAURIN, J.: Dynamika rozvodového mechanismu. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1972.

Zpracována metodika a provedena studie dynamických vlastností rozvodu motoru M 634. Doporučení realizována v n.p. LIAZ.

- /21/ BARTONÍČEK, L. - ČERVINKA, O.: Torzní kmitání motoru Š 110. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1974.

Posouzení torzního kmitání motoru osobního automobilu, včetně experimentálního ověření a závěry předány výrobci.

- /22/ ČERVINKA, O. - STRÁNÍK, K.: Teploty ventilů motoru T 928. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1974.

S použitím metodiky zpracované na VŠST provedeno stanovení teplotních polí ventilů motoru T 928 v závislosti na jejich různé konstrukci. Závěry předány k realizaci výrobci.

- /23/ BARTONÍČEK, L. - ČERVINKA, O.: Chvění motoru Š 110. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

Posouzen vliv různého stupně nevyváženosti předního konce hřídele na chvění motoru, na pevnost spojů, seřízení apod. Závěry předány k aplikaci výrobci.

/24/ BEROUN, S. - ČERVINKA, O. - SVOBODA, M.: Exhalace vozidlových vznětových motorů. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

Zpracovány poznatky z oblasti škodlivých exhalací jako podklad pro další etapy řešení úkolu.

/25/ ČERVINKA, O. - LAURIN, J.: Výzkum motoru Škoda LIAZ pro pohon zkapalněným propan-butanem - úvodní studie. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1976.

Zhodnocení provozu vznětového motoru na propan-butan, možnosti přestavby včetně ekonomického zhodnocení. Podklad pro další řešení v rámci státního úkolu technického rozvoje.

/26/ ČERVINKA, O. - LAURIN, J.: Motor ML 634 PA a ověření jeho provozních parametrů. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1977.

Přestavba motoru ML 634 na motor plynový, její problematika, ověření provozních parametrů. Dána doporučení pro další postup řešení úkolu.

Pod vedením jako odpovědného řešitele příslušných etap státních úkolů technického rozvoje byly zpracovány následující výzkumné zprávy:

V rámci úkolu P 14-124-011:

KOLEKTIV: Časování rozvodu přeplňovaného motoru - část I. Přípravné práce. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1973.

BARTONÍČEK, L. - HRUŠ, M.: Časování rozvodu přeplňovaného motoru - část II. Vliv vybrání v pístech. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

BARTONÍČEK, L.: Časování rozvodu přeplňovaného motoru - část III. Vliv časování. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

GINZEL, H.: Namáhání motorové skříně M 638. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

V rámci úkolu F 13-124-005:

BEROUN, S.: Dvojfázový přímý vstřík paliva. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

MOC, L.: Provoz vznětového motoru na dvojí palivo. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

LAURIN, J.: Příprava směsi nasáváním palivové mlhy. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

HRUŠ, M.: Proudění ve spalovacím prostoru. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VZM VŠST 1975.

II. Publikační činnost

- /1/ ČERVINKA, O.: Stanovení frekvence vlastního kmitání při použití počítače AP-3M. In: Zborník z II. celoštátnej konferencie katedier spaľovacích motorov, Bratislava 1970, s. 133.
- /2/ ČERVINKA, O.: Použití analogového počítače při řešení torzního kmitání vícehmotových soustav. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. IX. Praha 1971, s. 121.
- /3/ ČERVINKA, O.: Moderní výpočet pístního čepu a možnosti určení jeho optimálních rozměrů. Nepublikovaný rukopis, 1971.
- /4/ BEROUN, S. - ČERVINKA, O.: Exhalace vozidlových vznětových motorů. In: Sborník z konference "Ochrana životního prostředí", Liberec 1976, s. 220.
- /5/ ČERVINKA, O.: Stanovení frekvence vlastního torzního kmitání metodou jednotkové soustavy. Nepublikovaný rukopis, 1976.
- /6/ ČERVINKA, O. - LAURIN, J.: Zlepšení životního prostředí v městských centrech použitím propan-butanu jako paliva pro spalovací motory. In: Perspektívy koncepčného riešenia spaľovacích motorov pre dopravu a priemyselné použitie. 2. Žilina 1977, s. 106.

- /7/ ČERVINKA, O. - LAURIN, J.: Umbau eines Motors mit Selbstzündung für Flüssiggasbetrieb (Propan-Butan). In: 12. Kraftfahrzeugtechnische Tagung, Dresden 1978.

III. Významnější odborné posudky

- /1/ ČERVINKA, O. (pos.): Posouzení příčin havárie hlavních ložisek motoru 6L 275 III PN. 1970.
- /2/ ČERVINKA, O. (pos.): Břinda, K., Rezonanční zvětšení a útlum vynucených kmitů klikových hřídelů naftových motorů. /Kandidátská dizertace/. Praha 1970. - ČVUT. Fakulta strojní.
- /3/ ČERVINKA, O. (pos.): Nguyen-Ai-Liet., Vliv teploty a vlhkosti vzduchu a teploty nafty na charakteristické vlastnosti vozidlového vznětového motoru při provozu ve vlhkých tropických oblastech. /Kandidátská dizertace/. Brno 1971. - VUT, Fakulta strojní.
- /4/ ČERVINKA, O. (pos.): Rydval, M., Zařízení pro plnění pneumatických pružin. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KST VŠST 1973.
- /5/ ČERVINKA, O. (pos.): Závěrečná zpráva o výzkumu a vývoji motoru 6S 150 PV. /Výzkumná zpráva/. Hořovice, ČKD Praha 1974.
- /6/ ČERVINKA, O. (pos.): Mevald, J., Analýza kmitů torzních soustav na počítači HP 9830 A. /Výzkumná zpráva/. Liberec, KMP VŠST 1975.
- /7/ BARTONÍČEK, L. - ČERVINKA, O. (pos.): Kolektiv, Závěrečná zpráva o vývoji motorového soustrojí DA 2270 KVA s motorem 6-38 A 6S a elektrickým generátorem. /Výzkumná zpráva/. Hradec Králové, ČKD Praha 1975.
- /8/ ČERVINKA, O. (pos.): Posouzení příčin nadměrného opotřebení motorů 6S 110 důlních lokomotiv DH 70 D1 pro Státní arbitráž Praha, 1976.

- /9/ BARTONÍČEK, L. - ČERVINKA, O. (pos.): Posouzení příčin havárie motorů M 634 pro Okresní prokuraturu v Jablonci n. N., 1977.
- /10/ ČERVINKA, O. (pos.): Posouzení příčin havárie zkušebního motoru M 634 dne 8. 2. 1978 pro Oddělení vyšetřování Okresní správy SNB v Jablonci n. N., 1978.
- /11/ BARTONÍČEK, L. - ČERVINKA, O. (pos.): Kolektiv, Zpráva o zkoušce motoru 6-38 A 4R s písty fy Karl Schmidt. /Výzkumná zpráva/. Hradec Králové, ČKD Praha 1978.
- /12/ ČERVINKA, O. (pos.): Leksa, J., Zpráva o ukončení vývoje motoru MŠ 640. /Výzkumná zpráva/. Jablonec n. N., LIAZ n.p. 1979.