

Hnací ústrojí s hydrostatickým převodem

Miroslav Malý

Technická univerzita v Liberci

Hnací ústrojí s hydrostatickým převodem

Miroslav Malý

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146071358

1996

U 310 8

Obsah

Seznam použitých symbolů, značek, veličin a jednotek

Úvodní část

Část II - Přenos energie

Přenos energie v hydrostatickém převodu mobilního stroje	II - 1
Ustálený stav	II - 3
Přechodový stav	II - 5
Poznátky z laboratorních prací	II - 8
Stručný komentář k přílohám - přechodový stav	II - 9

Část III - Model, provozní stavy

Hnací ústrojí s hydrostatickým převodem (HsP)	III - 1
Transformační vztahy pro ustálený stav	III - 1
Vazby mezi veličinami	III - 2
Modely a provozní stavy	III - 5

Část IV - Řízení hnacího ústrojí

Řízení a řídicí systémy	IV - 1
Řízení hydrostatického převodu	IV - 2
Řízení hnacího ústrojí	IV - 4
Cíle řízení HÚ	IV - 5
Poznámky k optimalizaci	IV - 9
Komentář a diskuse k přílohám IV. části	IV - 12

Část V - Tepelná bilance

Tepelná bilance hydrostatického převodu	V - 1
Simulační model NEWBIL	V - 3
Poznátky z laboratorních prací	V - 4
Komentář k přílohám	V - 7

Přehled literatury

KSD
43. s. obr. 1 grafy

Seznam použitých symbolů,
značek, veličin a jednotek

ZNAČKA	VELIČINA, VÝZNAM	JEDNOTKA
A_{ij}, B_{ij}, C_{ij}	přenosový člen (proměnný citlivostní člen)	
A_K	funkce akumulace kinetické energie	
A_P	funkce akumulace potenciální energie	
a_{ij}	prvek matice	
C	hydraulická kapacita	$N^{-1} \cdot m^5$
c	měrná tepelná kapacita	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
E	modul pružnosti	Pa, MPa
EMG, EMM, EMHSP	účinnost mechanická (hydrogenerátoru, hydromotoru, hydrostatického převodu)	
EQG, EQM, EQHSP	účinnost průtoková (hydrogenerátoru, hydromotoru a hydrostatického převodu)	
EHG, EHM, EHSP	účinnost celková (hydrogenerátoru, hydromotoru a hydrostatického převodu)	
F_K	hnací síla na kole	N
G, HG	generátor, hydrogenerátor	
H	hydraulická indukčnost	$N \cdot m^{-5} \cdot s^2$
HsP	hydrostatický převod	
HÚ	hnací ústrojí	
I	hmotnostní moment setrvačnosti	$kg \cdot m^2$
K	kolo	
K_i	součinitel prostupu tepla	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
M, M_G, M_{HsP}, M_M	točivý moment	N. m
$m_{Pe}, m_{PHÚ}$	specifická spotřeba paliva	$g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$
n, n_1, n_2, n_T	otáčky, frekvence otáček	s^{-1}, min^{-1}
P, P_{HsP}, P_G, P_M	výkon (příkon)	W
P_{DIS}	disipovaný výkon	W
P_e, P_0	mechanické převody	
p, p_1, p_2	tlak	Pa, MPa
$\Delta p, \delta p$	rozdíl tlaků, tlakový spád	Pa, MPa
p	p / p_{max} (poměrná hodnota tlaku)	1
Q	objemový průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_z	ztrátový průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_{TEOR}	teoretický průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_m	hmotnostní průtok	$kg \cdot s^{-1}$
R	hydraulický odpor	$N \cdot m^{-5} \cdot s$
S	plocha, teplosměnná plocha	m^2
T_i, t_i	teplota	K, ($^{\circ}C$)
ΔT	rozdíl teplot	K, ($^{\circ}C$)
δT	změna teploty (přírůstek, pokles)	K, ($^{\circ}C$)
t, τ	čas	s, min, h
V	geometrický objem	m^3

Seznam použitých symbolů, značek, veličin a jednotek

v_K	rychlost na kole	$m \cdot s^{-1}$
Z	svodová propustnost	$MPa^{-1} \cdot m^3 \cdot s^{-1}$

ZNAČKA	VELIČINA, VÝZNAM	JEDNOTKA
α, α_K	regulační parametr SM	1, (°)
β, β_G, β_M	regulační parametr převodníku (HG, HM)	1, (°)
β	β / β_{max} (poměrná hodnota nastavení)	1
δ	funkce ztrátového průtoku	1
η	účinnost	1
η_Q	průtoková účinnost	1
η_m	mechanická účinnost	1
η_p	tlaková účinnost	1
κ	momentový převodový poměr	1
v	kinematický převodový poměr	1
ω	úhlová rychlost	rad^{-1}
ω	ω / ω_{max} (poměrná rychlost)	1
ρ	hustota	$kg \cdot m^{-3}$
Γ_K, Γ_P	budicí funkce	
Φ	tepelný tok	W
X	disipativní funkce (skluz, svody a svodový odpor)	
Ψ	disipativní funkce (pasivní odpory)	

INDEXY

HG, G	hydrogenerátor (generátor)
HM, M	hydromotor (motor)
HsP	hydrostatický převod
HÚ	hnací ústrojí
CH	chladič
K	kinetický
KHSP, KCH, KN	prostup tepla (z HsP, z chladiče, z nádrže)
N	nádrž
P	potenciální
SM	spalovací motor
T, TEOR	teoretický
V	vedení

I - 1 Úvod

Mobilní (též samojízdné /90/) pracovní stroje (MPS) tvoří rozsáhlou skupinu prostředků pro dopravu a manipulaci. Setkáváme se s nimi prakticky denně.

Tato kategorie strojů se dále člení, a to podle charakteru technologické operace. Vedle strojů běžně známých, jako jsou zemědělské a lesní stroje, zemní a stavební stroje, manipulační, komunální ad., dochází k rozvoji tzv. těžkých mechanismů. K takovým mohou patřit i velké vysokozdvizné vozíky (s vysokou nosností), těžké mobilní stroje pro stavebnictví, důlní mechanismy a těžební stroje (jeden z největších kolosů - krácející rypadlo „Big Muskie“ - má celkovou hmotnost 12 192 tun), ale také drtiče a kompaktory.

S rozvojem techniky narůstají požadavky, kterým musí nový výrobek vyhovět: to se rovněž týká pohonů a hnacích ústrojí vozidel a mobilních strojů. Vysoké nároky jsou kladeny nejen na výkon stroje a komfort pracovního prostředí obsluhy, ale zejména na bezpečnost a ekologické aspekty provozu.

V automobilovém průmyslu je tendence k ekologizaci provozu velmi zřetelná. Růst požadavků a zpřísnění limitů vedlo k rychlému rozvoji příslušenství spalovacích motorů. V této souvislosti došlo k výrazné „elektronizaci motorů“ a k zvýšení účinnosti (i za cenu poměrně náročných zásahů do konstrukce, kupř. inovací ventilových rozvodů). Dnes jsou i malé (a „levné“) vozy vybaveny vstřikováním paliva (tedy

řízeným dávkováním s vazbou na produkty spalování), a nejsou výjimkou ani čtyřventilová uspořádání, což ještě před několika lety bylo výsadou vozů dražších.

Podobný vývoj lze očekávat i v pohonech mobilních pracovních strojů.

Hnací ústrojí MPS

Hnací ústrojí vozidel jsou energetické systémy různých provedení. Při volbě koncepce je třeba zohlednit některá důležitá kritéria (která ale nemusí platit obecně pro všechny typy strojů), mezi něž patří:

- schopnost snadného a plynulého rozjezdu a zastavení,
- schopnost plynulého pohybu při velmi nízké rychlosti a při značném zatížení,
- schopnost pohybu „běžnou“ rychlostí po veřejných komunikacích,
- schopnost snadné a rychlé reverzace směru pohybu,
- možnost odběru části výkonu pro pohon dalších ústrojí stroje, případně i možnost preferovat zadaný „tok“ výkonu,
- rychlá (adekvátní) reakce na změny příkazů (na řídicí veličiny),
- vysoká účinnost přenosu výkonu,
- dobrá ochrana obsluhy a okolí před nežádoucími důsledky provozu (jako jsou kupř. emise škodlivin a hluku, vibrace a rázy).
- Jistě by bylo možné seznam dále rozšiřovat, ale snad mnohé z těch důležitých požadavků byly již uvedeny.

Nejčastěji užívanou pohonnou jednotkou je spalovací motor. Bě-

Úvodní část

hem dlouholetého vývoje dosáhl oproti ostatním mnoha předností a tvoří základ pro stavbu hnacího ústrojí. Přesto, jak ukazují statistické údaje z posledních let, je pístový spalovací motor druhým hlavním zdrojem znečišťování ovzduší. Roční emise plyných výfukových škodlivin dosahují vysokých hodnot (zatížení životního prostředí silniční dopravou bylo v r. 1990 následující: 223 tis. tun CO, 140 tis. tun NO_x, 83 tis. tun CH - k tomu ještě musíme připočítat vliv pracovních, stavebních, zemědělských a jiných strojů, což představuje další nárůst o cca 25%). Řešení problému emisní zátěže napomáhá celosvětový trend k snižování přípustných koncentrací výfukových škodlivin. Problematiku exhalací nelze vztahovat pouze na pohonnou jednotku (ačkoli je bezprostředním zdrojem). Negativní dopady mohou být eliminovány jednak vývojem „čistých“ motorů (kupř. vodíkových), nebo zvyšováním účinnosti přenosu výkonu.

Z hlediska vývoje nejstarší uspořádání hnacího ústrojí (HÚ), spalovací motor - třecí spojka - stupňová mechanická převodovka s rozvodovkou, se vyskytuje zřídka (zpravidla jen pro speciální účely), ale v ustáleném režimu pracuje s nejvyšší účinností. Hnací ústrojí s mechanickou stupňovou převodovkou a s hydrodynamickou spojkou bylo překonáno použitím hydrodynamického měniče momentu (v kombinaci s planetovou více stupňovou převodovkou). Takové uspořádání zaujímalo již v poválečných letech dominantní postavení mezi pohony MPS.

V posledních desetiletích se však výrazně prosazuje hydrostatický převod (HsP). Hnací ústrojí vybavené hydrostatickým převodem má proti předešlým některé zvláštnosti. HsP není tak tuhý jako mechanický převod, ale není ani tak poddajný jako převod hydrodynamický. Právě díky výhodným vlastnostem, především s ohledem na možnost řízení a regulace, bývá HÚ s HsP (zejména v některých aplikacích) preferováno. Přesto jsou hydrostatické převody tématem častých diskusí a polemik. Velmi frekventovaným tématem bývá výkonová regulace HsP, ale i některá další (kupř. snaha po udržení konstantního momentu, který zatěžuje spalovací motor nebo regulace na konstantní otáčky spalovacího motoru).

Vedle svých pozitivních vlastností a mnoha předností, má také nedostatky (mj. i nižší celkovou účinnost oproti mechanickým převodům) a provoz HsP mohou provázet také další problémy. Chceme-li využít výhod hydrostatického přenosu výkonu, musíme se vypořádat s nežádoucími jevy, které souvisí s disipací a akumulací energie. Tyto jevy vedou jednak k „úbytku“ užitečného výkonu, a to ještě cestou, která vede k růstu vnitřní energie a teploty, jednak v přechodovém režimu je část energie „přelévána“ mezi akumulátory, což komplikuje ovládání toku výkonu, ale také působí negativně na stabilitu veličin.

Na některé příklady takových jevů poukazuje tato práce. Není v ní proveden úplný výčet ani důkladná analýza, ale v jednotlivých částech

Úvodní část

jsou učiněny poznámky (a přiloženy výsledky vlastních prací se stručným komentářem) k problematice, která byla v uplynulých letech řešena na katedře.

Předložená práce obsahuje tři hlavní témata, a to:

Popis vlastností HsP s ohledem na přenos energie v ustáleném stavu. Téma je doplněno o charakteristiku simulačního modelu, který byl sestaven v rámci řešených úkolů a nyní je využíván především jako pomůcka ve výuce.

V přílohách k částem II a III jsou uvedeny výsledky z experimentů v laboratorních podmínkách (chování HsP v neustáleném stavu) a hodnoty účinností HsP, jež byly vypočteny (tabulky vypočtených a publikovaných hodnot účinností převodníků).

Druhé téma - část IV se týká řízení HÚ, tedy jak převodu, tak i spalovacího motoru. Na příkladech provozních stavů je naznačena jedna z možných metod pro stanovení účelové funkce, která by měla zohlednit jak efektivní režim spalovacího motoru, tak režim HsP s vysokou účinností (zvoleným kritériem je specifická spotřeba paliva celého hnacího ústrojí).

Třetí téma - část V se týká problematiky oteplování hydrostatického převodu.

Tato část je doplněna o poznatky získané z prací při řešení tepelné bilance a teplotní analýzy laboratorního modelu HsP; v závěru je stručný popis simulačního modelu NEWBIL (program pracuje s datovou bází účinností převodníků SAUER).

II - 1 Přenos energie v hydrostatickém převodu mobilního stroje**Úvod**

Samojízdné pracovní stroje užívají k vlastnímu pohybu hnacích ústrojí různých typů. Hnací ústrojí s touto funkcí je tedy systém, který zajišťuje dodávku energie k překonání jízdních odporů při pohybu stroje. Podle formy energie, která se při přenosu využívá, můžeme charakterizovat typ přenosu, resp. převodu jako mechanický, hydraulický, elektrický a případně též kombinovaný. Vývoj hnacích ústrojí mobilních strojů se stále více orientuje na využití výhod takových konstrukcí ústrojí, která umožňují velkou variabilitu v ovládní a splňují stále přísnější požadavky na provoz strojů.

Hydrostatický převod, jako transformátor mechanické energie, bývá zpravidla tvořen alespoň dvěma převodníky (jedním mechanicko-hydraulickým a jedním hydraulicko-mechanickým). Přenos energie je doprovázen různými formami nežádoucích přeměn. Jistá část energie (byť se přeměny účastní) není efektivně využita k požadovanému účelu. Tato část energie bývá často charakterizována jako "ztrátový výkon", tedy výkon k požadované operaci nevyužitelný.

Pro energetickou bilanci hydrostatického převodu v kvazistatickém režimu je nutné stanovit podíl nežádoucích přeměn energie (zpravidla té části výkonu, která se mění v teplo). V přechodovém stavu je

třeba dále zohlednit nezanedbatelný vliv akumulátorů energie.

Matematické vyjádření vlastností zkoumaných dějů a objektů je vhodné podpořit poznatky a výsledky z experimentů a laboratorních prací. Stanovená kritéria musí být v souladu s fyzikální podstatou jednotlivých dějů a jevů, k nimž při provozu dochází. U rotačních objemových strojů jde především o relace mezi hlavními veličinami, tedy relace: otáčky - průtok; moment - tlak. Poznatky z oblasti aplikace matematických modelů vedou k závě-
rům, že zvýšení přesnosti je podmíněno dalším rozšiřováním struktury modelů (jako např. o vliv provzdušnění kapaliny, o vliv zaplnění pracovních prostor ap.) / 72 /.

Charakteristika převodu

Chceme-li charakterizovat HsP z hlediska přenosových vlastností, musíme stanovit odpory proti přenosu energie. Odpory zpravidla rozdělujeme na ty, které souvisí s nevratnou změnou a na ty, které souvisí s vratnou přeměnou energie. I když obě skupiny nelze zcela oddělit, je třeba poukázat na charakteristické rysy jednotlivých odporů a na možné ovlivnění přenosu energie.

Odpor proti pohybu - souvisí zejména s rychlostí vzájemně pohybujících se dílů (ale i tekutiny po stěně) a vyjadřuje vztah mezi průtokem a tlakem. Na odporu proti pohybu se část přenášené energie mě-

Část II

Přenos energie

ní v teplo (o tuto část je třeba zvýšit příkon převodu). Velikost ztráty je často vyjadřována jako část kinetické energie, ze které tepelná energie přeměnou vznikla (relaci mezi uspořádaným a nově vzniklým neuspořádaným pohybem vyjadřuje součinitel odporu). Úbytek kinetické energie, způsobený přeměnou v teplo, musí být eliminován na úkor jiných forem (navenek se projevuje jako tlaková ztráta). V případě, že je odpor proti pohybu zařazen paralelně, lze jej charakterizovat jako svodovou propustnost (Z). Takto zařazený odpor ovlivňuje kinematickou vazbu (vzniká skluz).

V souvislosti s negativními jevy (růst odporu a porušení kinematické vazby) si připomeneme dva charakteristické parametry vyjadřující přenos hlavních veličin. Přenos rychlosti je definován jako poměr výstupní a vstupní rychlosti, tedy pomocí **kinematického převodového poměru** (ν), který obsahuje vztahy pro transformaci rychlosti; je funkcí geometrických poměrů (počty zubů mechanických převodů, poměr objemů hydrogenerátoru a hydromotoru) a kinematické vazby (skluz, průtoková účinnost převodníků ap.).

Přenos momentu je definován jako *poměr momentu na straně výstupu a momentu na straně vstupu*, neboli stanovením **momentového převodového poměru** (κ), který rovněž závisí na geometrických poměrech a dále je ovlivněn mechanickými odpory (mechanická, hydraulickomechanická, tlaková účinnosť).

nost). Mechanické a hydraulické "ztráty" se projeví nárůstem teploty prvku i tekutiny.

Odpory proti pohybu (R) ovlivňují bilanci převodu, porušují kinematickou vazbu a způsobují nežádoucí oteplení soustavy. S těmito jevy je třeba počítat při návrhu příslušenství (doplňovací a chladicí systém).

Odpor proti zrychlení - tento odpor souvisí se změnou rychlosti jednotlivých částí převodu. Část energie je při změně rychlosti (nárůstu) akumulována a lze ji opět za určitých podmínek uvolnit; je to tedy vratná přeměna. Akumulátory kinetické energie (pohybující se hmoty) ovlivňují vlastnosti soustavy v neustáleném stavu (ve stavu přechodovém, jako je rozběh a brzdění, nebo periodickém). Tento odpor bývá označován jako hydraulická indukčnost (H).

Odpor proti deformaci - vyjadřuje schopnost akumulovat potenciální energii a souvisí se změnou tlaku (síly nebo momentu). Velikost odporu závisí na poddajnosti prostředí (potrubí, hadice) a na stlačitelnosti nositele energie. Bývá označován jako hydraulická kapacita (C).

Charakteristické vlastnosti HsP a náhradní model. Vlastnosti soustavy bývají popsány náhradním modelem; ten bývá zpravidla vytvořen za určitých předpokladů, které původní soustavu značně zjednodušují. Ustálený stav může být defino-

Část II

Přenos energie

ván výkonovými veličinami a účinnostmi (příp. odpory proti pohybu). Vlastnosti a chování soustavy v přechodovém stavu souvisí s výměnou energie mezi akumulátory. Při popisu soustavy je třeba vycházet z určitých pravidel a zjednodušení. Soustavu můžeme rozdělit na části s převládajícím vlivem některého z odporů (soustředíme tak parametry do určitého místa, kondenzujeme účinky) tak, abychom neopomenuli především dominující vlivy.

Náhradní model bude zřejmě popsán zejména:

- a) pasívními účinky jednotlivých prvků či převodníků vyjádřenými účinnostmi (průtokovou, tlakovou, mechanickou),
- b) akumulátory kinetické energie (těmi jsou hmoty kinematicky svázané s pohybem),
- c) akumulátory potenciální energie (např. poddajností vedení, stlačitelností kapaliny).

II - 2 Ustálený stav

Ve stacionárních (v čase ustálených) stavech se disipace energie projeví jako dominanta (akumulátory jsou „v klidu“). Model soustavy v ustáleném stavu by měl poskytnout informace o přenosu rychlosti (příp. o skluzu) a o přenosu točivého momentu, dále by měl poskytnout informace o přenosu výkonu (a o případném oteplování soustavy). K dosažení těchto výsledků je nutné definovat jednotlivé účinnosti v interva-

lu provozních parametrů a popsat je v závislosti na rychlosti (průtoku), momentu (tlaku), teplotě a v neposlední řadě jako funkci regulačních parametrů převodu (geometrické objemy převodníků). Na základě vytvořeného modelu by měly být stanoveny vstupní a výstupní parametry, bilance výkonů a tzv. disipovaný výkon, který ovlivní oteplování soustavy. Nevyužitý výkon vede k nárůstu vnitřní energie soustavy (další formy disipovaného výkonu - akustický výkon, vibrace mají zpravidla podstatně nižší úroveň). Tepelný tok se z části akumuluje, a to v poměru tepelné kapacity jednotlivých hmot, a jednak odvede teplosměnnými plochami mimo soustavu. Některé typy modelů HsP byly publikovány v odborné literatuře, kupř. model HsP s převodníky typu SAUER byl popsán v [43], další v [36] a [58]; další poznatky z vlastních experimentálních prací jsou uvedeny v [10] a v [64].

Účinnost rotačních objemových převodníků. Energie dodávaná do převodníku, určená pro danou technologickou operaci, není přeměněna zcela, ale určitá část energie pokrývá tzv. nežádoucí transformace. Určitá část energie je tedy zapotřebí k překonání pasívních odporů. Tento proces bývá vyjadřován ztrátami, a to:

1. objemovými (: ztráty objemu a proudu tekutiny při průtoku mezera-
mi a netěsnostmi proti tlakovému gradientu),
2. hydraulickými (: pasívní odpory

Část II

Přenos energie

způsobené třecími procesy v tekutině při jejím průtoku pracovními prostory),

3. mechanickými (: pasívní odpory - třecí procesy vazké tekutiny mezi vzájemně se pohybujícími částmi, třecí procesy v ložiskách, ucpávkách, stykem vzájemně se pohybujícími díly).

Bilanci ztrát byla věnována pozornost mnoha autorů, kteří ve své práci popisují jednotlivé procesy a kvantifikují „ztráty“ převodníků. K vyjádření velikosti ztrát (a závislosti na parametrech) je třeba matematická interpretace. Ta může být volena jednak s ohledem na výsledky provozních zkoušek a experimentálních prací, jednak musí respektovat základní fyzikální podstatu zkoumaných jevů. Empirické vztahy jsou (např. pro výrobce) dobrým nástrojem při projektování strojů, ale nemusí mít obecnou platnost. Při analýze vlastností hydrostatických převodníků (hydrostatický převod byl „implantován“ právě pro své specifické transformační schopnosti) jde o vztah mezi vstupem a výstupem, a to zejména z hlediska „účinnosti“ přenosu rychlosti a síly (průtoku a tlaku, úhlové rychlosti a točivého momentu).

K popisu problematiky ztrát a účinností bylo vytvořeno několik modelů, které jsou podepřeny analýzou jednotlivých pasívních účinků. Poměrně jednoduchý model vytvořil **Wilson** [100]. Pro ztrátový průtok uvádí vztah, který respektuje vliv laminárního proudění v mezerách.

Ztrátový průtok je potom funkcí tlakového spádu, geometrických rozměrů a viskozity (ta je však považována za konstantu). Pro určení velikosti ztrátového momentu se potom uvádí vztah vyjadřující vliv rychlosti, viskozity a rozměrů převodníku. Moment nutný k překonání suchého tření je závislý na normální síle a na průvodiči, tedy i na tlaku, ploše a rameni. Konstantní moment zahrnující vliv technologických veličin je závislý pouze na objemu a na tlaku. **Schlösserův** model zahrnuje také vliv turbulentního proudění a časové změny rychlosti. Tento model byl **Thomem** [96] rozšířen o vliv regulačního parametru. **Gorodecký** naproti tomu poukazuje na nevýrazný vliv regulačního parametru na velikost ztrátového průtoku. Pro zjednodušení považuje velikost vůle za konstantu (pro danou technologii určitého výrobce). Moment k překonání viskozního tření potom vyjadřuje dvěma složkami, jednak složkou na regulačním parametru závislou, jednak složkou nezávislou. Při hodnocení vlivu suchého tření zohledňuje rychlost.

Rozboru proudění v mezerách objemových strojů, ale i zpřesnění matematických modelů jsou věnovány mnohé další práce (např. práce profesora Noskieviče [71] a [72], profesora Kistočkina [43] a dalších).

Ztráty průtoku v hydrogenerátoru jsou vyjadřovány obvykle jako:

a) ztráty průtoku únikem pracovní kapaliny netěsnostmi; únik kapaliny je součtem dílčích průsaků v praco-

Část II

Přenos energie

vních prostorech hydrogenerátoru, přičemž kapalina proudí netěsnostmi z prostoru o vyšším tlaku do prostoru s nižším tlakem. Průtok kapaliny mezerami může být laminární, turbulentní nebo smíšený. Obecně lze průtok vyjádřit jako součet průtoků s charakterem laminárním a turbulentním, neboť v objemových převodnicích se vyskytují mezery různých geometrických rozměrů,

b) ztráty průtoku nedokonalým plněním pracovního prostoru - při vyšších rychlostech dochází na odporech k nárůstu tlakových ztrát. Charakterem tlakových ztrát je značně ovlivněn i mechanismus plnění pracovních prostorů. Vlivem dalších průvodních jevů (jako je např. kavitace) dochází k nedokonalé výměně náplně a tím i ke ztrátě průtoku,

c) ztráty průtoku ovlivněné stlačitelností kapaliny - s růstem tlaku se projevuje také změna objemu kapaliny (zmenšení objemu vlivem stlačitelnosti reálné kapaliny). Celkový efektivní objem je o hodnotu odpovídající stlačení nižší. Úbytek průtoku závisí na velikosti škodlivého prostoru a na míře stlačitelnosti kapaliny.

Ztráty průtoku v hydromotoru

Mechanismus vzniku ztrát je obdobný jako v případě hydrogenerátoru. Rozdíl spočívá v tom, že vlivem dostatečného tlaku na vstupu nedochází k nedokonalému plnění a k dalšímu výraznému stlačení kapaliny. Na základě odůvodněných předpokladů bývá vztah pro průtokové ztráty hydromotoru zjednodušován

na tvar, který zahrnuje vliv laminárního a turbulentního proudění netěsnostmi a mezerami.

Mechanické ztráty v převodníku

Pro mechanické a hydraulické ztráty si uvedeme některé z hlavních vlivů, mezi něž patří:

a) tlaková ztráta hydraulických odporů - tlakovou ztrátu způsobují jednak hydraulické odpory místní a odpory ve vedení, ale také potřeba změny hybnosti kapaliny představuje tlakovou ztrátu,

b) vliv kluzného tření - tření má podstatný vliv na velikost pasivních odporů. Mezi krajní druhy tření (tedy mezi suchým a tekutinovým) existuje ještě mezní (polosuché) tření, které není určeno pouze viskozitou. O oblasti mezi třením polosuchým a tekutinovým mluvíme o jako o tření smíšeném. Při velmi nízkých rychlostech dochází k polosuchému tření a tím i k růstu pasivních odporů, ty potom s nárůstem rychlosti klesají (až k minimu), ale od určité rychlosti opět rostou (viz. obr. II - 2),

c) ztráty v ložiskách - tato ztráta je tvořena zejména pasivními účinky odporů v ložiskách a podílem pružných deformací od zatížení,

d) ztráty třením - pasivní účinky bývají závislé zejména na velikosti výrobních a montážních tolerancí. Pro určitý typ převodníku je potom hodnota uváděna jako konstanta.

II - 3 Přechodový stav

Při nestacionárních stavech se projeví též kapacita protředí

Část II Přenos energie

(elastická poddajnost, změna polohy) a setrvačnost urychlené nebo brzděné hmoty. Chování reálného systému se nemůže měnit okamžitě, ale změna se odehrává v čase podle „průběhu“, který se obvykle nazývá přechodovým procesem nebo stavem. Takové systémy, u nichž přechod z jednoho do druhého stavu probíhá v přechodovém procesu se označují jako dynamické systémy. Rozlišujeme tři charakteristické režimy chování dynamických systémů, a to rovnovážný stav (ustálený), přechodový stav a periodický stav [28].

Z fyzikální podstaty a konstrukční složitosti stavby převodů vyplývá, že v neustáleném stavu, tedy není-li reálná soustava v „klidu“, dochází k aktivaci vratných dějů. Ty se odehrávají za přispění akumulátorů. Z energetické bilance je zřejmý podíl třech dominantních forem energie - kinetické, potenciální a tepelné.

Mírou intenzity akumulačních procesů může být specifická rychlost akumulace, která kvantifikuje energetický tok působící na změnu rychlosti u akumulátorů kinetické energie, na změnu tlaku či síly (momentu, polohové výšky) u akumulátorů potenciální energie a na změnu teploty u akumulátorů tepelné energie. Zdrojem prvních dvou typů jsou změny hlavních výkonových parametrů, zdrojem třetího typu akumulace je nežádoucí přeměna energie - disipace. K disipaci však dochází i v tzv. ustáleném stavu, kdy

se hlavní veličiny nemění (u reálných soustav dochází téměř vždy k sekundární akumulaci a následnému oteplování).

Pokud při posuzování chování soustavy respektujeme zákony zachování hmoty, hybnosti a energie, je třeba ustálený stav definovat přesněji. Při analýze praktických problémů se však obvykle pro sledovaný proces předpokládá děj izotermický (v reálné tekutině se při proudění uplatní její transportní vlastnosti - viskozita a tepelná vodivost, v izotermickém systému se projeví jen vliv viskozity) a vystačí se potom s kritérii, která rezultují z pohybové rovnice a z rovnice kontinuity. Aplikujeme-li tyto dvě rovnice na hydrostatický převod, tak symbolický zápis pro určení výstupních veličin (M_G a ω_M) může mít následující podobu:

$$\begin{aligned} M_G(t) &= \Gamma P(t) + \Psi(M, \omega) + A_K(l, \omega, t), \\ \omega_M(t) &= \Gamma K(t) + X(M, \omega) + A_P(E, M, t). \end{aligned}$$

Levé strany rovnic představují výstupní veličiny HsP , vpravo jsou vstupní funkce vyjadřující buzení (kinematické $[\Gamma K(t), \omega_G]$ a momentové $[\Gamma P(t), M_M]$), druhý a třetí člen vpravo potom disipaci ($\Psi(M, \omega)$ - pasívní odpory, $X(M, \omega)$ - svody ap) a akumulaci ($A_K(l, \omega, t)$, $A_P(E, M, t)$).

Pozn.: V odborné literatuře se uvádí obdobný zjednodušený popis taktéž dvěma rovnicemi, které vyjadřují pohybový stav a kontinuitu hydraulickými odpory, kupř. takto:

Část II Přenos energie

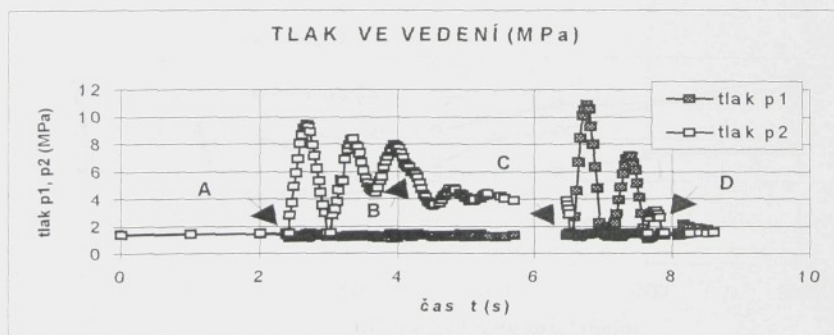
$$\begin{aligned} -\partial p / \partial x &= R \cdot q + H \cdot \partial q / \partial t \quad a \\ -\partial q / \partial x &= Z \cdot p + C \cdot \partial p / \partial t, \end{aligned}$$

hydraulické odpory $R(x, t)$ jsou funkcí času a místa (ve směru x).

Popsat vlastnosti a chování soustavy v neustáleném režimu je však složitější a dosáhnout odpovídající přesnosti je obtížné, neboť hodnoty odporů jsou pouze přibližné (pasívní účinky jsou zpravidla určovány ze statických charakteristik, tedy v ustáleném stavu a pro omezené okolí pracovního bodu), obecně závisí na parametrech. Časové změny hlavních veličin vedou k akumulaci energie (ev. souvisí se sdílením energie mezi jednotlivými akumulátory), která je opět doprovázena disipací. Základní rovnice - průtoková (kontinuity) a pohybová

obsahují (oproti ustáleným podmínkám) další členy (poslední vpravo). Tyto členy popisují závislost silového účinku na časové změně rychlosti a závislost rychlosti na časové změně tlaku (momentu). Tím se vytváří vazba mezi rovnicemi. Tato vazba je zřejmá i z přiloženého obrazku II - 1, kde v části rozběhu a brzdění dochází k výraznému rozkmitání.

U složitějších soustav předpokládáme n -dvojic dominantních akumulátorů, tedy těch, jejichž účinky výrazně převažují vliv ostatních. V limitním případě provedeme maximální kondenzaci a nahradíme soustavu pouze jedinou dvojicí akumulátorů, tedy soustavou druhého řádu. Jedna z metod vedoucích k popisu hydraulickomechanické soustavy je uvedena v [63].



Obr. II - 1 Časový průběh tlaku při rozběhu a brzdění HsP

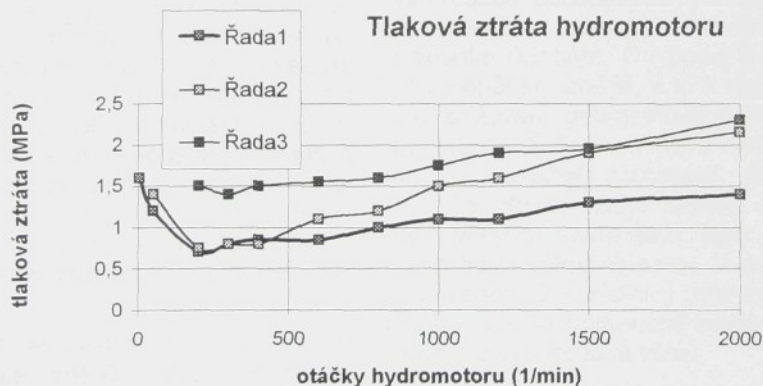
V obrázku je zobrazena tlaková odezva na jednoduchý cyklus objemového řízení rychlosti hydromotoru. V tomto případě, v bodě A, byla provedena rychlá změna regulačního parametru H_G (β_G) z nulové na maximální hodnotu, v bodě B bylo dosaženo odpovídající rychlosti HM a tlak ve vysokotlakové větvi se po výrazném rozkmitání ustálil na hodnotě 4 MPa. V bodě C je opět provedena rychlá změna nastavení, ale tentokrát jde o snížení nastavení (škrcení) až na hodnotu $\beta_G = 0$. Z průběhu tlaku v původně nízkotlakové větvi je zřejmé výrazné rozkmitání. Při brzdění se tlakové pulzy objevují v obou větvích vedení. V bodě D dochází k zastavení a „uklidnění“.

II - 4 Poznatky z laboratorních prací

Sledování a vyhodnocení parametrů v ustáleném stavu umožňuje stanovit oblasti provozního optima, tedy oblasti s vysokou účinností přenosu výkonu. Obrázek II-2 ukazuje vliv zatížení a rychlosti na velikost tlakové ztráty. Závislost kinematického převodového poměru na provozních parametrech a na teplotě ukazuje obrázek V-4 (v obr. V-5 je uvedena teplotní závislost tlakové ztráty) - oba obrázky jsou uvedeny v V. části.

Pro posouzení dynamických vlastností v přechodovém stavu - při

změně nastavení dodávky paliva SM, při změně zátěže a při rozběhu a brzdění byl sledován časový průběh hlavních parametrů, tzn. tlaku v obvodu a úhlové rychlosti. Cílem měření bylo stanovit charakter kmitů v soustavě HsP s dlouhým hydraulickým vedením. Výsledky potvrdily, že soustava na změnu buzení reaguje výrazným rozkmitáním. Zjištěná frekvence (nízká, řádově 1 Hz) přibližně odpovídá vlastní frekvenci stanovené pro zjednodušený model (se dvěma akumulátory a se soustředěnými parametry). Na obrázku II -1 a v příloze je uvedena tlaková odezva na změnu geometrického objemu hydrogenerátoru (změnu velikosti a směru průtoku kapaliny).



Obr. II - 2 Tlaková ztráta hydromotoru. Závislost tlakové ztráty na otáčkách hydromotoru pro různé zatížení (také v obr. V-4 a V-5) :

Řada 1 - hydromotor bez momentové zátěže ($\Delta p = 0$), teplota oleje cca 50 °C
 Řada 2 - hydromotor nezatížen, teplota oleje 25 - 30 °C , rychlejší růst odporu
 Řada 3 - hydromotor zatížen ($\Delta p = 7,5$ MPa), teplota oleje 40 - 45 °C

**II - 5 Stručný komentář k přílo-
hám - přechodový stav**

V příloze k II. části jsou uvedeny výsledky prací na laboratorním modelu; jednotlivé záznamy zobrazují charakter tlaku a rychlosti v přechodových režimech vyvolaných změnou nastavení regulační tyče vstřikovacího čerpadla spalovacího motoru, změnou momentové zátěže a konečně změnou nastavení regulačního parametru hydrogenerátoru. Modelem je hydrostatický převod s dlouhým hydraulickým vedením (v uzavřeném obvodu).

P II-1 až PII-3: Změna nastavení dodávky paliva SM (výchylna tyče není uvedena v měřítku) evokovala vzrůst rychlosti hydromotoru a změnu tlakové zátěže. Tlak ve vysokotlaké větvi výrazně vzrostl a po několika kmitech se stabilizoval na hodnotě odpovídající novému stavu. Amplituda a útlum kmitání závisí na tlumení soustavy; tlumení je výraznější u zatížené soustavy. Soustava nezatížená kmitá výrazně a déle, což lze pozorovat i na průběhu rychlosti (rychlost hydromotoru v zatížené soustavě kmitá nevýrazně).

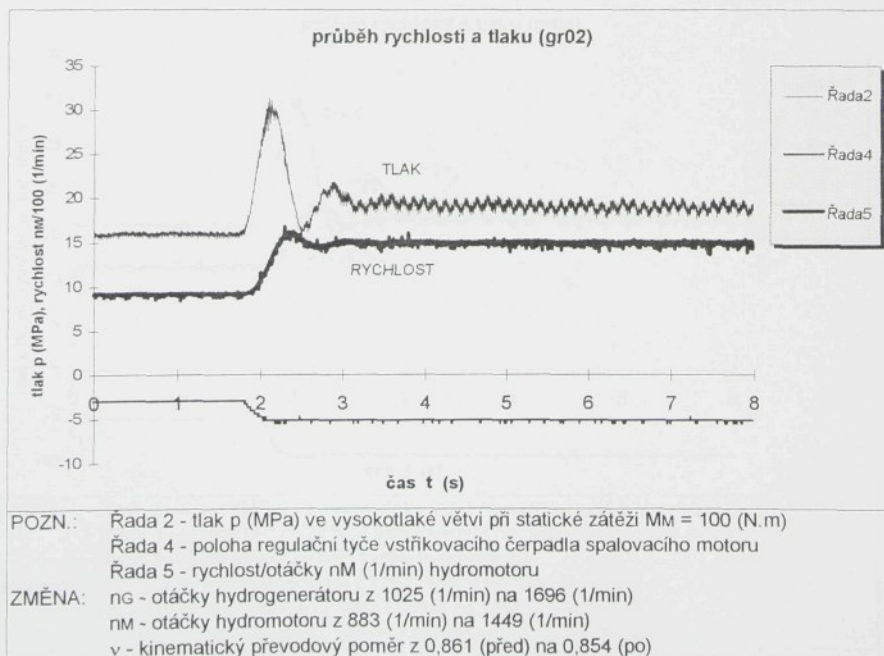
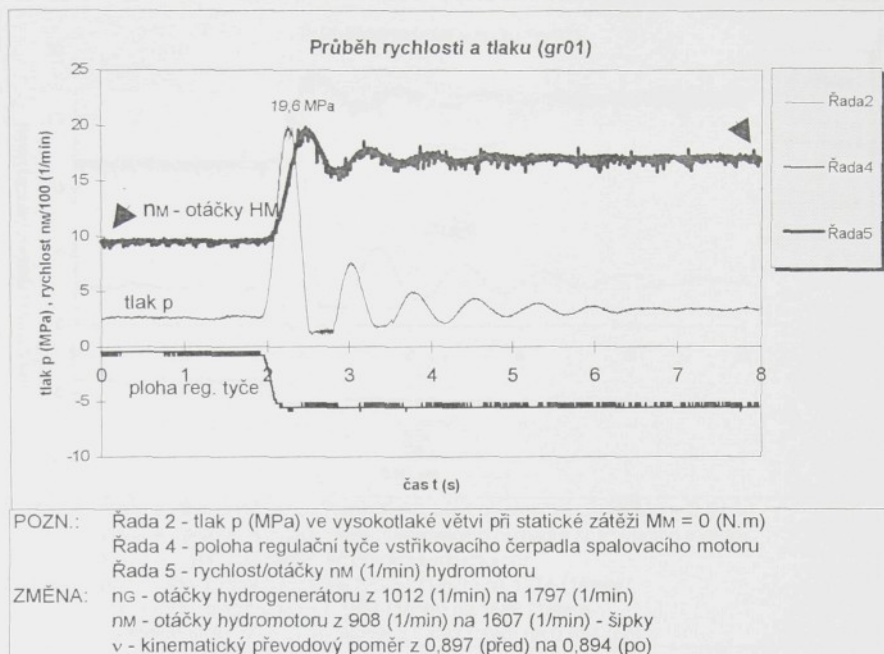
P II-4: Průběh rychlosti a tlaku při pomalé změně zatížení (momentu hydromotoru). Změna momentu M_M (z 0 na 150 N.m) byla provedena při středních otáčkách HG ($n_G=1100$ a 1450 1/min). Při změně nebylo použito žádné korekce nastavení SM a HsP.

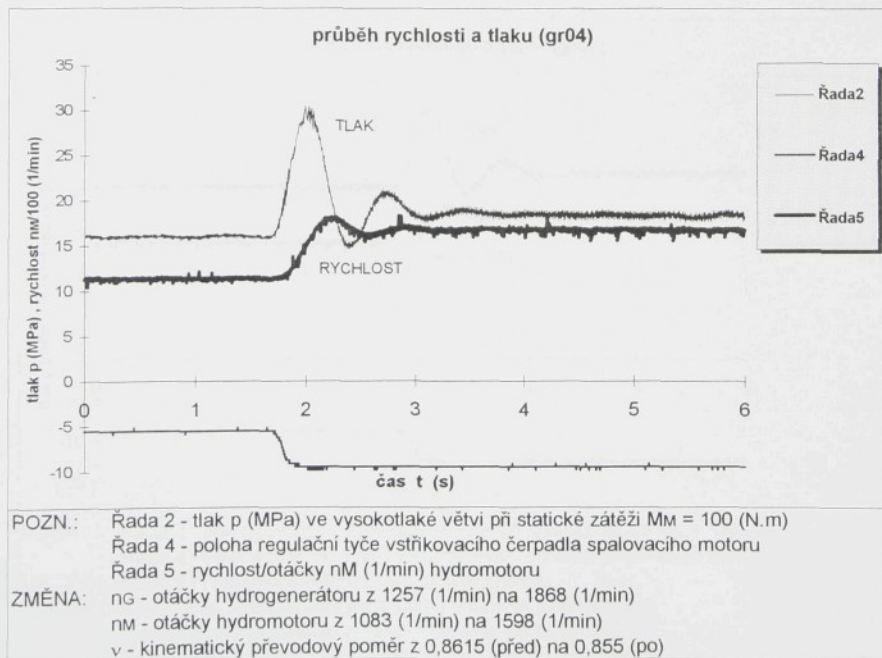
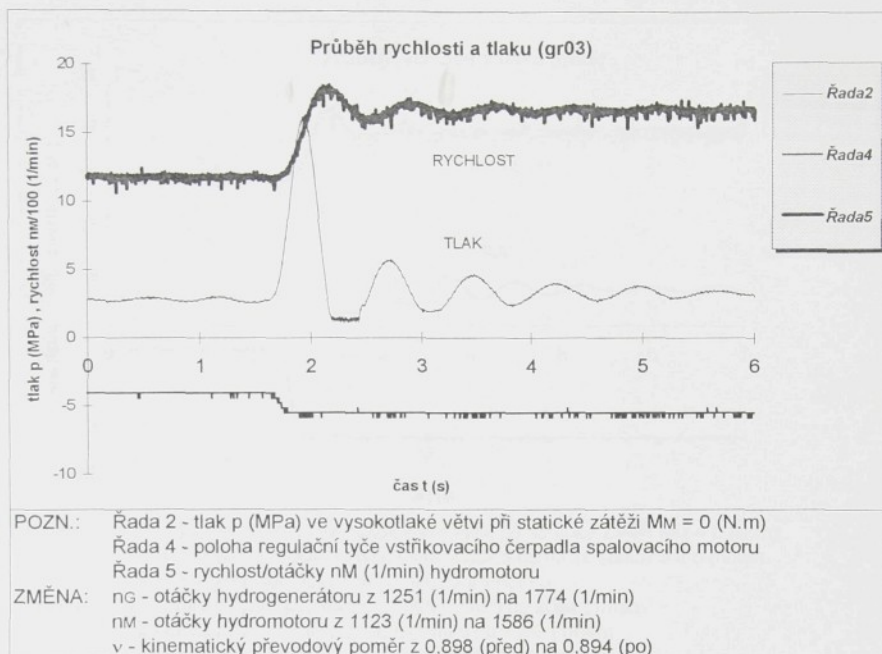
P II-5: Změna (rozběh, brzdění a re-

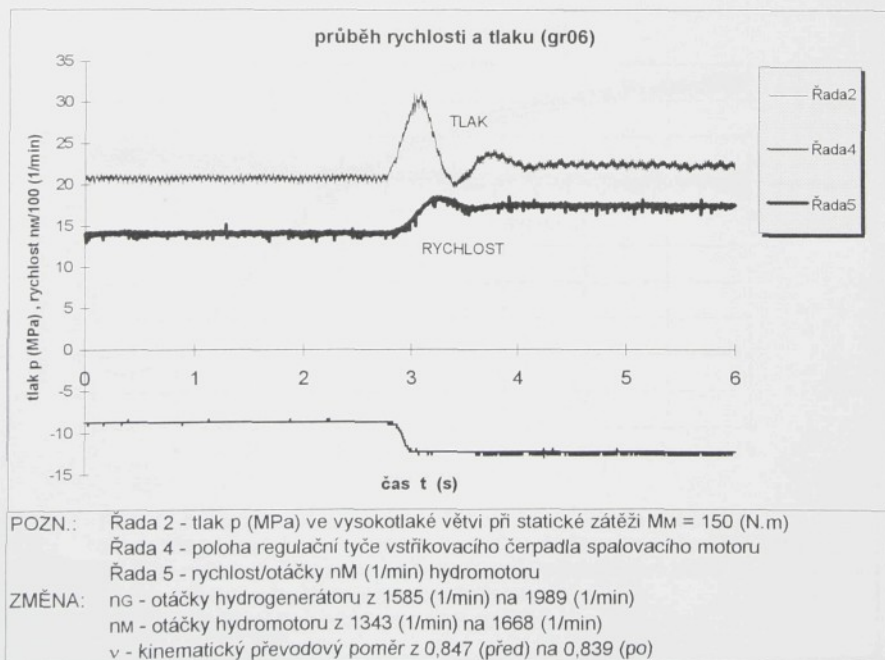
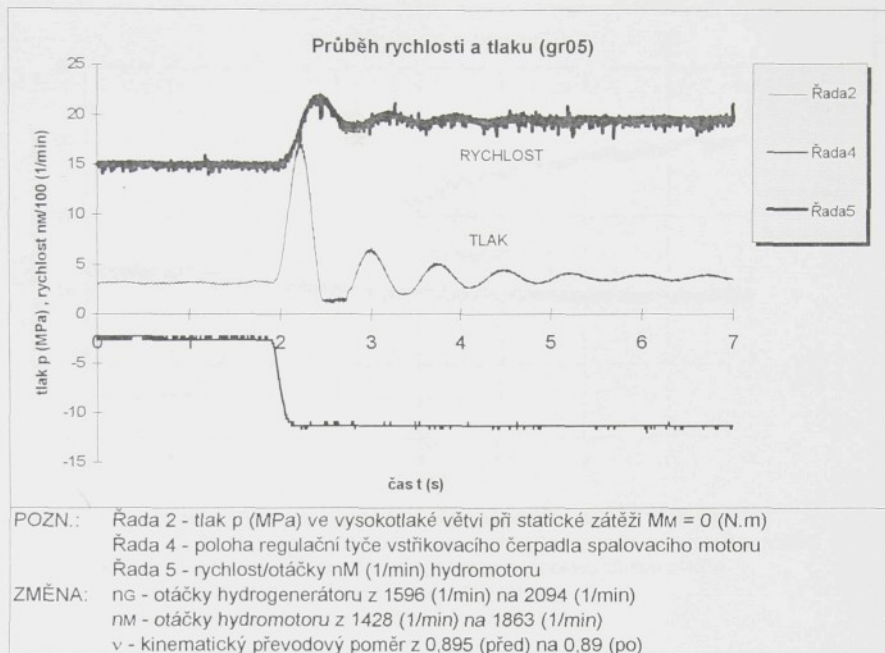
verzace) nastavení regulačního parametru HG (β_G). Tlak ve vedení při různých změnách (průběh tlaku v nízkotlaké větvi jednak při zastavení SM, jednak při řízení rychlosti a brzdění hydromotoru).

P II-6: Průběh tlaku ve větvích vedení HsP při několika následných změnách nastavení regulačního parametru (β_G), tedy objemu hydrogenerátoru. V místě ozn. A změna nastavení začíná (nárůst pracovního objemu z původní nulové hodnoty) a ukončena je až v bodě B. V tomto intervalu je nárůst rychlosti HM doprovázen výraznými kmity ve vysokotlaké větvi vedení. V nízkotlaké (doplňované) větvi dochází k nevýrazným, ale pozorovatelným odchylkám tlaku. V bodě B je ukončen rozběh; hydromotor již není urychlován (dosáhl požadované rychlosti) a tlak klesá na hodnotu odpovídající pasívním účinkům. Od bodu C dochází opět ke změně, a to k rychlému snižování geometrického objemu HG. V důsledku škrcení narůstá tlak v původně nízkotlaké větvi. Protože převod nebyl zatížen žádným vnějším momentem, jsou pulzace tlaku velmi výrazné. V místě označeném D je zřetelný „efekt přelévání“, kdy je krátkodobě zatížena i původně vysokotlaká větev.

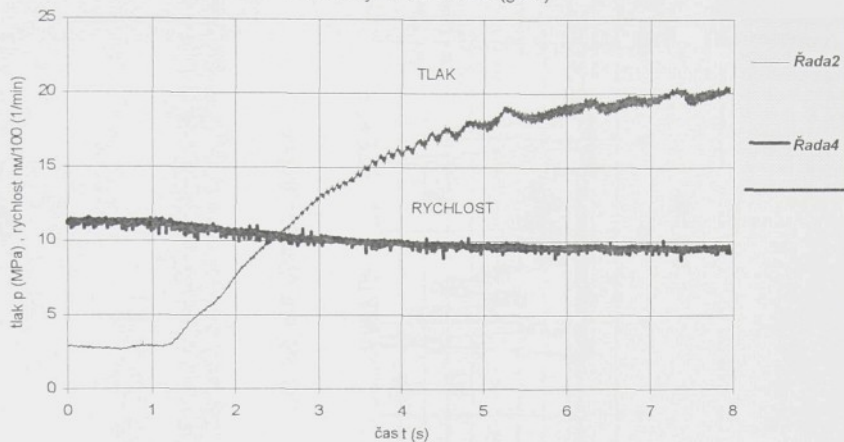
Přenos energie je vždy doprovázen nežádoucí přeměnou části energetického obsahu nositele. Tato část se mění z původní formy na formu novou (ale s novými parametry). Poznámky k této problematice (reverzace, nestabilita pohybu) byly již dříve publikovány.





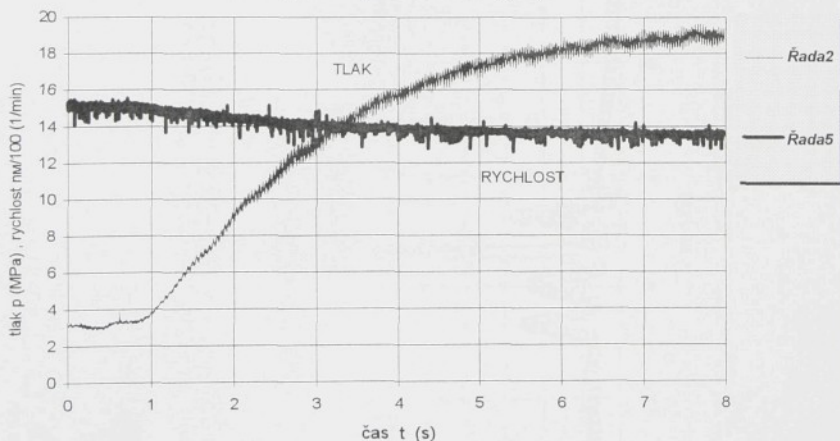


Průběh rychlosti a tlaku (gr07)



POZN.: Řada 2 - tlak p (MPa) ve vysokotlaké větvi při nárůstu statické zátěže Mm z 0 na 150 (N.m) při konstantní poloze regulační tyče čerpadla spalovacího motoru
 Řada 4 - rychlost/otáčky nm (1/min) hydromotoru - pokles vlivem zátěže
 ngo - počáteční otáčky hydrogenerátoru 1203 (1/min)
 nmo - počáteční otáčky hydromotoru 1074 (1/min)

průběh rychlosti a tlaku (gr08)

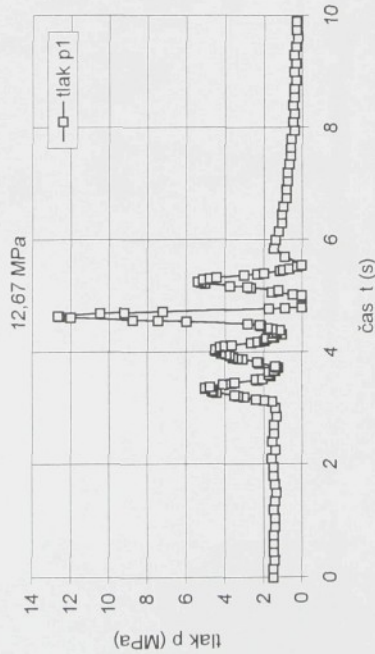


POZN.: Řada 2 - tlak p (MPa) ve vysokotlaké větvi při nárůstu statické zátěže Mm z 0 na 150 (N.m) při konstantní poloze regulační tyče čerpadla spalovacího motoru
 Řada 5 - rychlost/otáčky nm (1/min) hydromotoru - pokles vlivem zátěže
 ngo - počáteční otáčky hydrogenerátoru 1605 (1/min)
 nmo - počáteční otáčky hydromotoru 1441 (1/min)

ZASTAVENÍ MOTORU

Odezva tlaku na zastavení spalovacího motoru; v obrázku je zane-
sen pouze průběh tlaku v nízkotlaké větvi hydrostatického převodu.

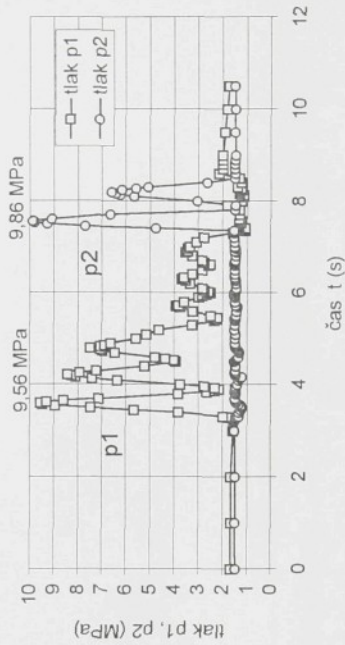
TLAK VE VEDENÍ (MPa)



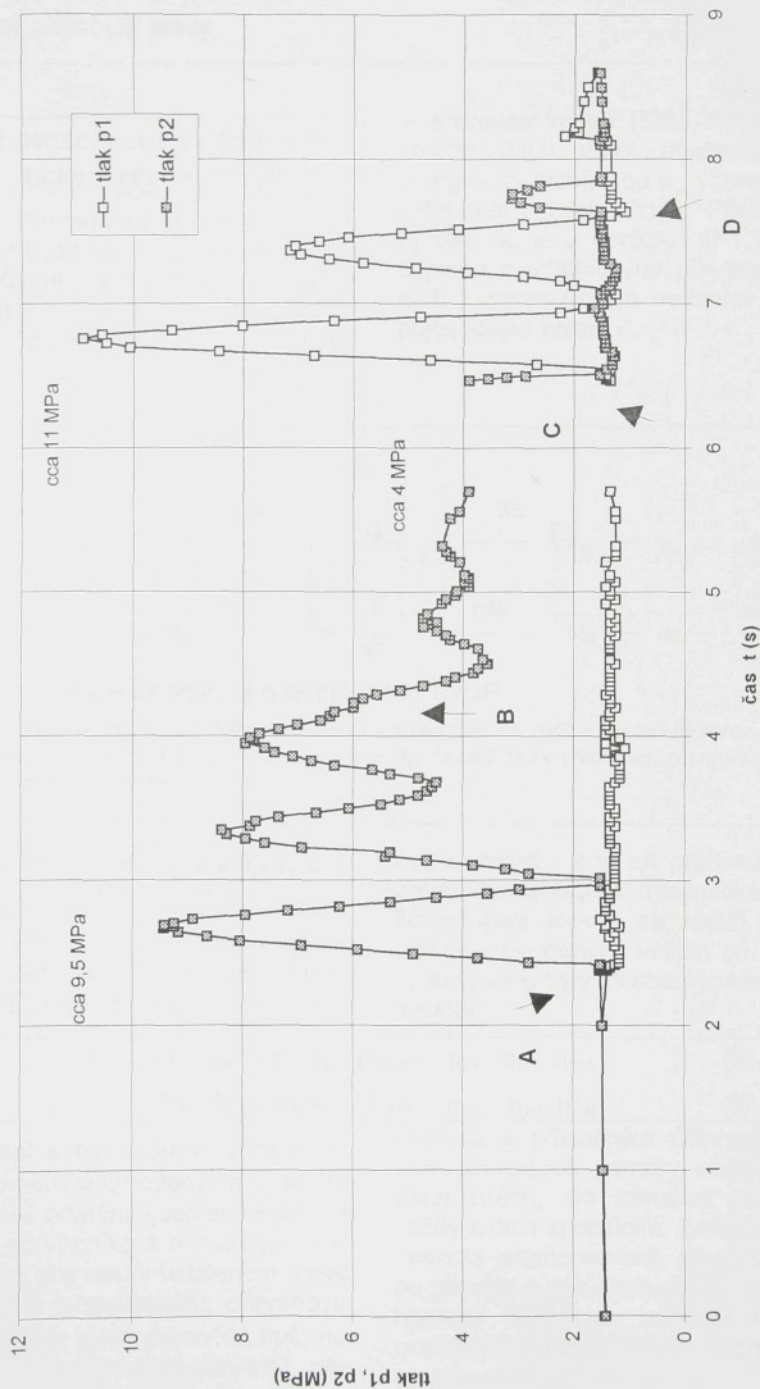
ROZBĚH A BRZDĚNÍ

Průběh tlaku ve větších hydrostatického převodu. Jde o výrazné kmity jak
při rozběhu, tak při brzdění. Změny jsou řízeny regulačním parametrem HG.

TLAK VE VEDENÍ (MPa)



TLAK VE VEDENÍ (MPa)



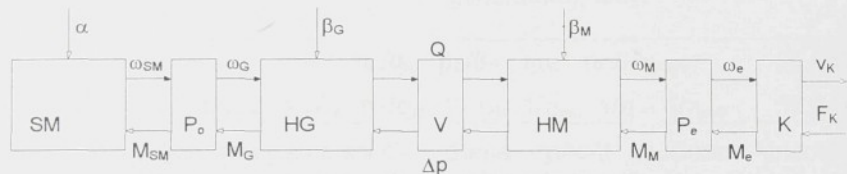
Část III

Model, provozní stavy

III - 1 Hnací ústrojí s hydrostatickým převodem (HsP)

Princip funkce hnacího ústrojí s HsP spočívá v opakované přeměně původní formy energie s cílem využít objemové regulace převodníků. Zdrojem mechanické energie

je spalovací motor (SM). Hydrogenerátor (HG) mění mechanickou energii v hydraulickou a hydromotor (HM) opět v mechanickou. Přenosový řetězec je v obrázku III-1 ještě doplněn mechanickými převody P_o a P_e , hydraulickým vedením V a pojezdovým kolem K .



Obr. III - 1 Blokové schéma hnacího ústrojí s HsP

Spalovací motor (SM) s regulačním parametrem α , hydrogenerátor (HG) s regulačním parametrem β_G a hydromotor (HM) s regulačním parametrem β_M . Ostatní bloky představují neregulovatelné přenosové členy a kanály.

III - 2 Transformační vztahy pro ustálený stav

Při sledování přenosu výkonu jsou zajímavé jednak kinematické veličiny, tedy veličiny ovlivňující pře-

nos rychlosti - o ty při přenosu jde především a jednak dynamické veličiny, které souvisí se zátěží. Pro oddělení uvedených veličin při přenosu výkonu byly zavedeny vztahy - viz./63/:

$$v_{HsP} = \omega_M / \omega_G = q_G / q_M \cdot \beta_G / \beta_M \cdot \eta_{QG} \cdot \eta_{QV} \cdot \eta_{QM} \quad (III - 1)$$

$$\kappa_{HsP} = M_M / M_G = q_M / q_G \cdot \beta_M / \beta_G \cdot \eta_{mG} \cdot \eta_{pV} \cdot \eta_{mM} \quad (III - 2)$$

Velikost kinematického převodového poměru v_{HsP} odpovídá okamžité hodnotě poměru geometrických objemů převodníků a příslušným účinnostem přenosu v ustáleném stavu. Hodnota momentového převodového poměru κ_{HsP} odpovídá opět poměru geometrických objemů pře-

vodníků a příslušným účinnostem. Oba převodové poměry závisí na parametrech, ale závislost je pro každý z nich specifická. Zatímco se hodnota momentového převodového poměru s nárůstem zatížení blíží hodnotě teoretické, hodnota kinematického převodového poměru se s rostoucím zatížením snižuje. Vli-

Část III

Model, provozní stavy

vem poklesu kinematického převodového poměru dochází ke snížení výstupní rychlosti (i při nezměněné rychlosti vstupní). Hodnota v_{HsP} dosahuje maxima při plném geometrickém objemu, v oblasti nízkých zatížení a při vyšších rychlostech. Pokles při vyšším zatížení je způsoben zejména únikem kapaliny mimo pracovní prostory a vlivem stlačitelnosti kapaliny. Při nastavení nižší hodnoty geometrického objemu se velikost ztrát průtoku příliš nezmění, ale vlivem nižší hodnoty efektivního

průtoku průtoková účinnost poklesne a ovlivní i hodnotu v_{HsP} . Hodnota momentového převodového poměru roste s růstem zatížení, klesá při změně geometrického objemu (při snížení) a při vyšší frekvenci otáčení.

Kinematické a momentové poměry potom vyjádříme vztahem mezi vstupem a výstupem příslušné veličiny (úhlová rychlost hydromotoru a momentová zátěž na hřídeli hydrogenerátoru), tedy:

$$\omega_M = \omega_G \cdot v_{HsP} = \omega_G \cdot q_G/q_M \cdot \beta_G/\beta_M \cdot \eta_{QG} \cdot \eta_{QV} \cdot \eta_{QM}, \quad (III - 3)$$

$$M_G = M_M \cdot 1/\kappa_{HsP} = M_M \cdot q_G/q_M \cdot \beta_G/\beta_M \cdot 1/\eta_{mG} \cdot 1/\eta_{pV} \cdot 1/\eta_{mM} \quad (III - 4)$$

Stejně jako výkon lze vyjádřit součinem momentu a úhlové rychlosti, tak celkovou účinnost, jako bilanci výstupního a vstupního výkonu, mů-

žeme vyjádřit součinem kinematického a momentového převodového poměru:

$$\eta_{HsP} = v_{HsP} \cdot \kappa_{HsP} = \eta_{QG} \cdot \eta_{QV} \cdot \eta_{QM} \cdot \eta_{mG} \cdot \eta_{pV} \cdot \eta_{mM}. \quad (III - 5)$$

Pro dosažení maximálních hodnot celkové účinnosti je třeba optimalizovat parametry tak, aby hodnoty průtokové a mechanické účinnosti byly vysoké, a to v co nejširším intervalu provozních podmínek. Absolutní maximalizace jedné ze složek

účinnosti je zpravidla dosaženo při parametrech, které mohou negativně ovlivňovat druhou složku účinnosti. Při snaze po maximalizaci každé ze složek a s ohledem na dosažení maxima celkové účinnosti, bývá voleno kompromisní řešení.

III - 3 Vazby mezi veličinami

Pro vyjádření pomalé změny a přírůstků výstupních veličin (bez vlivu akumulace) převodníků a převodu uvedeme symbolický zápis a



Část III

Model, provozní stavy

sestavíme přenosovou matici, která bude vyjadřovat vzájemné vazby mezi veličinami. V matici budou uvedeny transformační vztahy (prvky **a₁₂** a **a₂₃**), tzn. vztahy pro přepočet kinematických a silových veličin, dále disipativní funkce (prvky **a₁₃** a **a₂₂**) vyjadřující tzv. ztráty (porušení kinematické vazby, nárůst pasivních odporů) a dále vliv řízení (prvky **a₁₁**

a **a₂₁**) (pro hydrogenerátor je regulační parametr β_G a pro hydromotor β_M). V zápisu je tedy separován vliv jednotlivých účinků - regulačního parametru β , rychlosti ω a průtoku **Q**, tlakové zátěže Δp a momentu **M**. Hledáme takové členy **a_{ij}** (**A**, **B** ev **C**), aby změna pracovního bodu v omezeném okolí byla definována přírůstky veličin (vyjádřenými vztahy III - 10, 11, 14, 15, 18 a 19).

VÝSTUP	ŘÍZENÍ	RYCHLOST	ZATÍŽENÍ
výstup kinematický	$= \mathbf{a}_{11} \cdot (\text{řídící parametr}) + \mathbf{a}_{12} \cdot (\text{kinematický vstup}) + \mathbf{a}_{13} \cdot (\text{vstup poruchy})$		
výstup zatížení	$= \mathbf{a}_{21} \cdot (\text{řídící parametr}) + \mathbf{a}_{22} \cdot (\text{kinematický vstup}) + \mathbf{a}_{23} \cdot (\text{vstup poruchy})$		

Parametry a veličiny hydrostatického převodu v ustáleném stavu - kinematickým výstupem z převodu je úhlová rychlost hydromotoru ω_M :

$$\omega_M = \omega_G \cdot (q_G/q_M) \cdot (\beta_G/\beta_M) \cdot \eta_{QG} \cdot \eta_{QM} = \omega_G \cdot v_{HsP} \quad (\text{III} - 6)$$

a „výstupem poruchy“ z převodu je točivý moment hydrogenerátoru **M_G**:

$$\mathbf{M}_G = \mathbf{M}_M \cdot (q_G/q_M) \cdot (\beta_G/\beta_M) \cdot 1/\eta_{mG} \cdot 1/\eta_{mM} = \mathbf{M}_M \cdot 1/\kappa_{HsP} \quad (\text{III} - 7)$$

Příklad:

Máme-li ideální hydrogenerátor ($\eta = 1$), platí pro průtok a moment následující přenosové vztahy:

$$\mathbf{Q}_G = q_G \cdot \beta_G \cdot \omega_G \quad \mathbf{a}$$

$$\mathbf{M}_G = q_G \cdot \beta_G \cdot \Delta p, \text{ kde } \Delta p \text{ je rozdíl tlaků } p_1 - p_2.$$

Z rovnic je zřejmé, že pro tento případ nebudou obsazeny tzv. disipativní členy (**a₁₃** = **a₂₂** = 0) a rovnice nejsou jinak vzájemně provázány než parametrem β . Pro přírůstky v blízkosti pracovního bodu zřejmě platí:

$$d\mathbf{Q}_G = q_G \cdot (\omega_{G0} \cdot d\beta_G + \beta_{G0} \cdot d\omega_G) = \mathbf{A}_Q \beta_{G0} \cdot d\beta_G + \mathbf{A}_Q \omega_{G0} \cdot d\omega_G \quad \mathbf{a}$$

$$d\mathbf{M}_G = q_G \cdot (\Delta p_{G0} \cdot d\beta_G + \beta_{G0} \cdot d\Delta p) = \mathbf{A}_M \beta_{G0} \cdot d\beta_G + \mathbf{A}_M p_{G0} \cdot d\Delta p.$$

Pokud se pokusíme řešení zpřesnit, odhadneme hodnotu účinnosti jako neměnnou hodnotu ($\eta = \text{konst.}$); zápis pro vyjádření přírůstků se výrazně nezmění, ale vliv disipace bude částečně zohledněn. Obecně však platí složitější závislost, neboť $\eta = \eta(\beta, \omega, \Delta p, \dots)$.

HYDROGENERÁTOR

$$\text{průtok: } Q_G = \omega_G \cdot q_G \cdot \beta_G \cdot \eta_{QG} \quad (\text{III} - 8)$$

$$\text{moment: } M_G = \Delta p \cdot q_G \cdot \beta_G \cdot 1/\eta_{mG} \quad (\text{III} - 9)$$

dQ	$A_{Q\beta} \quad A_{Q\omega} \quad A_{Qp}$	$d\beta_G$
		$d\omega_G$
dM_G	$A_{M\beta} \quad A_{M\omega} \quad A_{Mp}$	dp

Změna průtoku hydrogenerátoru dQ odpovídá součtu parciálních příspěvků změn jednotlivých veličin a pro její velikost přibližně platí:

$$dQ = A_{Q\beta} \cdot d\beta_G + A_{Q\omega} \cdot d\omega_G + A_{Qp} \cdot dp \quad (\text{III} - 10)$$

Změnu momentové zátěže dM_G na vstupu hydrogenerátoru vyjádříme analogicky:

$$dM_G = A_{M\beta} \cdot d\beta_G + A_{M\omega} \cdot d\omega_G + A_{Mp} \cdot dp \quad (\text{III} - 11)$$

HYDROMOTOR

$$\text{úhlová rychlost: } \omega_M = Q \cdot 1/q_M \cdot 1/\beta_M \cdot \eta_{QM} \quad (\text{III} - 12)$$

$$\text{tlakový spád: } \Delta p = M_M \cdot 1/q_M \cdot 1/\beta_M \cdot 1/\eta_{mM} \quad (\text{III} - 13)$$

V zápisu provedeme formální úpravu zavedením proměnné β_M^* , tak že platí:

$$\beta_M^* = 1/\beta_M$$

$d\omega_M$	$B_{\omega\beta} \quad B_{\omega Q} \quad B_{\omega M}$	$d\beta_M^*$
		dQ
dp	$B_{p\beta} \quad B_{pQ} \quad B_{pM}$	dM_M

Změnu úhlové rychlosti $d\omega_M$ na výstupu hydromotoru můžeme opět odvodit jako součet parciálních příspěvků:

Část III

Model, provozní stavy

$$d\omega_M = \mathbf{B}_{\omega\beta} \cdot d\beta^*_M + \mathbf{B}_{\omega Q} \cdot dQ + \mathbf{B}_{\omega M} \cdot d\mathbf{M}_M, \quad (\text{III- 14})$$

a změnu tlaku dp vyjádříme obdobně:

$$dp = \mathbf{B}_p\beta \cdot d\beta^*_M + \mathbf{B}_pQ \cdot dQ + \mathbf{B}_pM \cdot d\mathbf{M}_M \quad (\text{III- 15})$$

HYDROSTATICKÝ PŘEVOD

Pro celý převod sestavíme podobný přenosový model, ale výstupem z převodu je úhlová rychlost hydromotoru ω_M a točivý moment na hřídeli hydrogenerátoru M_G a tedy:

$$\text{úhlová rychlost:} \quad \omega_M = \omega_G \cdot q_G/q_M \cdot \beta_G/\beta_M \cdot \eta_{QG} \cdot \eta_{QM} \quad (\text{III- 16})$$

$$\text{točivý moment:} \quad M_G = M_M \cdot q_G/q_M \cdot \beta_G/\beta_M \cdot 1/\eta_{mG} \cdot 1/\eta_{mM} \quad (\text{III- 17})$$

$d\omega_M$	$\mathbf{C}_{\omega\beta_G}$	$\mathbf{C}_{\omega\beta_M}$	$\mathbf{C}_{\omega\omega}$	$\mathbf{C}_{\omega M}$	$d\beta_G$
					$d\beta^*_M$
					$d\omega_G$
dM_G	$\mathbf{C}_{M\beta_G}$	$\mathbf{C}_{M\beta_M}$	$\mathbf{C}_{M\omega}$	$\mathbf{C}_{MM}$	dM_M

Pro přírůstky úhlové rychlosti a momentu potom platí:

$$d\omega_M = \mathbf{C}_{\omega\beta_G} \cdot d\beta_G + \mathbf{C}_{\omega\beta_M} \cdot d\beta^*_M + \mathbf{C}_{\omega\omega} \cdot d\omega_G + \mathbf{C}_{\omega M} \cdot d\mathbf{M}_M \quad (\text{III- 18})$$

$$dM_G = \mathbf{C}_{M\beta_G} \cdot d\beta_G + \mathbf{C}_{M\beta_M} \cdot d\beta^*_M + \mathbf{C}_{M\omega} \cdot d\omega_G + \mathbf{C}_{MM} \cdot d\mathbf{M}_M \quad (\text{III-19})$$

III - 4 Modely a provozní stavy

Řada autorů se ve svých publikovaných pracích zabývá úvahami nad problémem popisu dějů a stavby efektivních modelů pro vyjádření parametrů a veličin převodníků v určitých provozních stavech. Zpravidla se shodují v tom, že mezi

hlavní vlivy zařazují geometrii pracovních prostorů, viskozitu oleje, zatížení a rychlostní poměry. Modely staví většinou jako „izotermické“.

Jedna z metod [43], kterou použijeme pro ilustraci a později i pro porovnání výsledků, je založena na polynomičtém vyjádření „ztrát“ průtokových a mechanických. Algoritmus modelu (zkráceně KIST) se opírá o určitá zjednodušení a zo-

Část III

Model, provozní stavy

becnění; v principu je shodný jak pro hydrogenerátory, tak pro hydromotory. Naznačíme si základní myšlenku této metody: Pro stanovení ztrát se používá vztahů, které vyjadřují závislost na hlavních veličinách a parametrech, neboli hlavním veličinám je koeficientem přiřazena váha.

Objemové ztráty - ztráty průtoku se vyjadřují poměrným číslem δQ jako podíl ztrátového průtoku a teoretického průtoku Q_{TEOR} , tedy:

$$\delta Q = QZ/Q_{TEOR} = QZ/(V \cdot \omega_{MAX} / 2\pi), \text{ když } QZ = Q_{TEOR} - Q_{SKUT}.$$

V generátorovém režimu potom platí: $\delta Q = \beta_G \cdot \omega_G \cdot (1 - \eta_{QG})$, kde η_{QG} je průtoková účinnost hydrogenerátoru, ω a β jsou bezrozměrné parametry a platí že:

$$\omega = \omega / \omega_{MAX} \text{ a } \beta = \beta / \beta_{MAX}$$

V motorovém režimu potom obdobně: $\delta Q = \beta_M \cdot \omega_M \cdot (1 / \eta_{QM} - 1)$, kde η_{QM} je průtoková účinnost hydromotoru. Protože δQ je funkce závislá na parametrech, hledá se taková funkce $\delta = f(p, \omega, \beta)$, aby platilo:

$$\delta Q = \delta \cdot p, \text{ kde } p = p / p_{MAX}.$$

Autor definuje funkci δ ve tvaru:

$$\delta = a_1 + a_2 \cdot p + \omega \cdot (a_3 + a_4 \cdot \beta) \cdot (a_5 + a_6 \cdot p),$$

kde a_1 až a_6 jsou koeficienty polynomu.

Mechanické ztráty - moment potřebný pro pokrytí ztrát je vyjádřen podobně, tedy poměrným momentem δM jako podíl ztrátového momentu a momentu teoretického:

$$\delta M = MZ/M_{TEOR} = MZ/(V \cdot p_{MAX} / 2\pi).$$

V generátorovém režimu bude platit vztah: $\delta M = p \cdot \beta_G \cdot (1/\eta_{mG} - 1)$, kde η_{mG} je mechanická účinnost hydrogenerátoru.

V motorovém režimu platí obdobně:

- $\delta M = p \cdot \beta_M \cdot (1 - \eta_{mM})$, kde η_{mM} je mechanická účinnost hydromotoru. Moment mechanických ztrát je ovlivněn zatížením, rychlostí a geometrickým objemem, $\delta M = f(p, \omega, \beta)$. Podle autora / 43 / se moment vyjádří mnohočlenem s koeficienty b_1 až b_8 následovně:

$$\begin{aligned} \bullet \delta M = & p \cdot (b_4 + \beta^3) \cdot (b_1 + b_2 \cdot \omega) / (b_3 + \omega) + \\ & + (1 + \beta) \cdot (b_5 + b_6 \cdot \omega) / (b_7 + \omega) + \\ & + b_8 \cdot \omega^2 (1 + \beta^3) \end{aligned}$$

Účinnost převodníků lze vyjádřit úpravou uvedených vztahů, čili:

a) pro hydrogenerátor

$$\begin{aligned} \eta_{QG} &= f(\delta Q_G) = (\beta_G \cdot \omega_G - \delta Q_G) / \beta_G \cdot \omega_G, \\ \eta_{mG} &= f(\delta M_G) = \beta_G \cdot p_G / (\beta_G \cdot p_G + \delta M_G), \end{aligned}$$

neboť:

$$\delta Q_G = \beta_G \cdot \omega_G \cdot (1 - \eta_{QG}) \text{ a}$$

$$\delta M_G = \beta_G \cdot p_G \cdot (1/\eta_{mG} - 1),$$

b) pro hydromotor

$$\begin{aligned} \eta_{QM} &= f(\delta Q_M) = \beta_M \cdot \omega_M / (\beta_M \cdot \omega_M + \delta Q_M), \\ \eta_{mM} &= f(\delta M_M) = (\beta_M \cdot p_M - \delta M_M) / \beta_M \cdot p_M, \end{aligned}$$

neboť:

$$\delta Q_M = \beta_M \cdot \omega_M \cdot (1/\eta_{QM} - 1) \text{ a}$$

$$\delta M_M = \beta_M \cdot p_M \cdot (1 - \eta_{mM}).$$

Použitý model NEWBIL

V rámci odborných prací konaných na katedře a při řešení problematiky bilance HsP, byl sestaven simulační program pro analýzu pa-

Část III

Model, provozní stavy

rametrů a veličin. Ten byl později rozšířen o výpočet oteplování HsP a nazván NEWBIL. Pro stanovení účinností převodníků využívá dvou podprogramů, a to jednak modelu KIST, jednak modelu BOR. Podprogram KIST je postaven na metodě, která je analogií k metodě právě popsané. Jeho nevýhodou mohou být příliš obecné formulace (pracuje s obecným polynomem pro různé velikosti převodníků, společným pro HG i HM) a tím i větší nepřesnosti dosažených výsledků. Model BOR je složitější, vznikl ze spolupráce několika autorů (polynomicke vyjádření sestavil ing. Fr. Borůvka - proto BOR, ev. BORUVKA). Definice polynomů (stanovení koeficientů - každý z polynomů obsahuje 20 členů) a sestavení algoritmů pro vyjádření účinností bylo provedeno pro několik velikostí převodníků. Porovnání výsledků získaných simulační procedurou KIST, resp. BOR ve srovnání s hodnotami publikovanými (kupř. v tabulkách výrobců) je uvedeno v příloze této části (příklady jsou uvedeny ve čtyřech otáčkových režimech 800; 1500; 2500 a 3500 1/min při zatížení obvodu 7; 21 a 35 MPa. Regulační parametr byl nastaven vždy shodně pro oba převodníky, a to na hodnoty $\beta = 1; 0.5$ a 0.166).

Pro doplnění je část tabulky zařezena níže v textové části. Příložená tabulka je sestavena pro převodníky typu SAUER, řady 20; 22 a 23. Otáčky hydrogenerátoru $n_G = 2500$ (1/min), tlakový spád $\Delta p = 21$

a 35 (MPa), regulační parametr $\beta_G = \beta_M = 1$, resp. 0,166.

Porovnáním výsledků (v tabulce jsou hodnoty vypočtené metodou BOR uvedeny v prvním řádku a ozn. vypočt., následují hodnoty tabulkové a ve třetím řádku jsou hodnoty vypočtené procedurou KIST - to však platí pouze pro vel. 22 v přílohách P III-2 a P III-4) získaných výpočtem dle modelů KIST a BOR pozorujeme rozdíl mezi hodnotami vypočtenými a hodnotami uváděnými výrobcem. Tato odchylka, jež představuje ve většině případů jen několik procent, je v některých oblastech, a zejména u modelu KIST, poměrně vysoká. Takové případy jsou v tabulkách vyznačeny.

TYP C		2500 ot. * 21 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20 (33ccm)	vypočt.	0.94	0.949	0.892	0.968	0.923	0.893
	tabul.	0.96	0.942	0.908	0.979	0.938	0.92
vel. 22 (70ccm)	vypočt.	0.985	0.934	0.921	0.983	0.925	0.91
	tabul.	0.962	0.933	0.898	0.978	0.928	0.907
	KIST	0.976	0.937	0.915	0.966	0.976	0.943
vel. 23 (90ccm)	vypočt.	0.984	0.93	0.915	0.978	0.922	0.901
	tabul.	0.962	0.929	0.894	0.977	0.923	0.902

TYP C		2500 ot. * 35 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20 (33ccm)	vypočt.	.6628	.8499	.5634	.7367	.8163	.6014
	tabul.	.6431	.8509	.5472	.7177	.8248	.592
vel. 22 (70ccm)	vypočt.	.6285	.8408	.5285	.7121	.8082	.5755
	tabul.	.6119	.8409	.5145	.7019	.8108	.5691
	KIST	.7663	.8563	.6562	.7447	.8262	.6152
vel. 23 (90ccm)	vypočt.	.6254	.8388	.5246	.7037	.8027	.5649
	tabul.	.6001	.8368	.5022	.6961	.8050	.5604

Tabulka vypočtených a publikovaných hodnot účinností převodníků

EQG	průtoková účinnost hydrogenerátoru	EQM	průtoková účinnost hydromotoru
EMG	hydraulickomechanická účinnost hydrogenerátoru	EMM	hydraulickomechanická účinnost hydromotoru
EHG	celková účinnost hydrogenerátoru	EHM	celková účinnost hydromotoru

Typ zatížení obvodu (A-D) : otáčky hydrogenerátoru (ot./min.) * tlak v obvodu (MPa) * nastavení geom. objemu převodníků

Pozn.: Typ zatížení je charakterizován otáčkami hydrogenerátoru, tlakovým spádem v hydraulickém obvodu a nastavením geometrického objemu převodníků (hydrogenerátoru i hydromotoru). Účinnosti jsou vypočteny podle metody BORUVKA, a to pro celý hydrostatický převod. Tím se však, v tomto případě, dopouštíme nepřesnosti při porovnání tabulkových hodnot účinností hydromotoru, neboť skutečné otáčky hydromotoru se liší od otáček hydrogenerátoru. Tabulkové hodnoty odpovídají typu zatížení - tedy otáčkám teoretickým. Rozdíl je zřejmý při porovnání s údaji v následující tabulce - příloha P III-2.

TYP A		800 ot. * 21 MPa * 1.0						
		hydrogenerátor			hydromotor			
SAUER	SPV/SMV	EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM	
vel. 20	vypočt.	0.969	0.953	0.91	0.97	0.94	0.916	
(33ccm)	tabul.	0.95	0.948	0.903	0.968	0.945	0.915	
vel. 22	vypočt.	0.97	0.95	0.923	0.977	0.945	0.923	
(70ccm)	tabul.	0.951	0.949	0.903	0.967	0.947	0.915	
vel. 23	vypočt.	0.97	0.953	0.924	0.977	0.946	0.924	
(90ccm)	tabul.	0.951	0.95	0.903	0.967	0.947	0.916	

		800 ot. * 35 MPa * 0.5						
		hydrogenerátor			hydromotor			
SAUER	SPV/SMV	EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM	
vel. 20	vypočt.	0.796	0.946	0.753	0.799	0.922	0.736	
(33ccm)	tabul.	0.82	0.936	0.77	0.86	0.93	0.8	
vel. 22	vypočt.	0.821	0.945	0.776	0.813	0.932	0.758	
(70ccm)	tabul.	0.815	0.939	0.765	0.858	0.935	0.802	
vel. 23	vypočt.	0.816	0.946	0.772	0.811	0.933	0.757	
(90ccm)	tabul.	0.856	0.936	0.802	0.813	0.94	0.764	

TYP B		1500 ot. * 21 MPa * 1.0						
		hydrogenerátor			hydromotor			
SAUER	SPV/SMV	EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM	
vel. 20	vypočt.	0.967	0.959	0.927	0.987	0.945	0.933	
(33ccm)	tabul.	0.96	0.95	0.912	0.976	0.947	0.924	
vel. 22	vypočt.	0.938	0.944	0.885	0.971	0.936	0.909	
(70ccm)	tabul.	0.959	0.947	0.909	0.975	0.944	0.92	
vel. 23	vypočt.	0.937	0.943	0.883	0.972	0.935	0.91	
(90ccm)	tabul.	0.959	0.946	0.907	0.974	0.943	0.918	

		1500 ot. * 35 MPa * 0.5						
		hydrogenerátor			hydromotor			
SAUER	SPV/SMV	EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM	
vel. 20	vypočt.	0.891	0.965	0.851	0.895	0.947	0.848	
(33ccm)	tabul.	0.859	0.942	0.809	0.892	0.938	0.837	
vel. 22	vypočt.	0.887	0.943	0.837	0.894	0.944	0.844	
(70ccm)	tabul.	0.85	0.94	0.8	0.884	0.938	0.83	
vel. 23	vypočt.	0.877	0.943	0.827	0.891	0.945	0.842	
(90ccm)	tabul.	0.847	0.941	0.797	0.882	0.938	0.827	

TYP C		2500 ot. * 21 MPa * 1.0						
		hydrogenerátor			hydromotor			
SAUER	SPV/SMV	EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM	
vel. 20	vypočt.	0.94	0.949	0.892	0.97	0.928	0.9	
(33ccm)	tabul.	0.96	0.942	0.908	0.979	0.938	0.92	
vel. 22	vypočt.	0.985	0.934	0.921	0.978	0.924	0.904	
(70ccm)	tabul.	0.962	0.933	0.898	0.977	0.928	0.907	
vel. 23	vypočt.	0.984	0.93	0.915	0.977	0.921	0.901	
(90ccm)	tabul.	0.962	0.929	0.894	0.977	0.923	0.902	

		2500 ot. * 35 MPa * 0.5						
		hydrogenerátor			hydromotor			
SAUER	SPV/SMV	EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM	
vel. 20	vypočt.	0.899	0.949	0.853	0.923	0.941	0.869	
(33ccm)	tabul.	0.87	0.94	0.82	0.9	0.936	0.845	
vel. 22	vypočt.	0.872	0.938	0.818	0.89	0.931	0.829	
(70ccm)	tabul.	0.863	0.935	0.807	0.895	0.930	0.833	
vel. 23	vypočt.	0.868	0.937	0.813	0.888	0.93	0.825	
(90ccm)	tabul.	0.859	0.933	0.802	0.892	0.928	0.828	

TYP D		3500 ot. * 21 MPa * 1.0						
		hydrogenerátor			hydromotor			
SAUER	SPV/SMV	EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM	
vel. 20	vypočt.	0.99	0.949	0.941	0.99	0.926	0.917	
(33ccm)	tabul.	0.966	0.928	0.897	0.981	0.923	0.905	

		3500 ot. * 35 MPa * 0.5						
		hydrogenerátor			hydromotor			
SAUER	SPV/SMV	EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM	
vel. 20	vypočt.	0.88	0.951	0.837	0.91	0.93	0.846	
(33ccm)	tabul.	0.879	0.933	0.82	0.907	0.928	0.842	

Tabulka vypočtených a publikovaných hodnot účinností převodníků

EQG průtoková účinnost hydrogenerátoru
 EMG hydraulickomechanická účinnost hydrogenerátoru
 EHG celková účinnost hydrogenerátoru

EQM průtoková účinnost hydromotoru
 EMM hydraulickomechanická účinnost hydromotoru
 EHM celková účinnost hydromotoru

Zařízení obvodu : (A - D) - otáčky hydrogenerátoru (ot./min.) * tlak v obvodu (MPa) * nastavení geom. objemu převodníků

Pozn.: Hodnoty účinností HsP byly vypočteny metodou BORUVKA a porovnány s tabulkovými hodnotami (pro stanovení hodnot účinností hydromotoru byl výpočet opakován tak, aby vypočtené otáčky HM odpovídaly tabulkovým).
 V tabulkách jsou uvedeny (pro převodníky vel. 22) hodnoty vypočtené metodou KISTOCKIN - v tabulce ozn. KIST

TYP A		800 ot. * 21 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	0.959	0.953	0.91	0.971	0.944	0.919
(33ccm)	tabul.	0.95	0.948	0.903	0.968	0.945	0.915
vel. 22	vypočt.	0.97	0.95	0.923	0.978	0.945	0.925
(70ccm)	tabul.	0.951	0.949	0.903	0.967	0.947	0.915
	KIST	0.997	0.947	0.944	0.458	0.980	0.939
vel. 23	vypočt.	0.97	0.953	0.924	0.978	0.947	0.926
(90ccm)	tabul.	0.951	0.95	0.903	0.967	0.947	0.916

		800 ot. * 35 MPa * 0.5					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	0.796	0.946	0.753	0.85	0.937	0.797
(33ccm)	tabul.	0.82	0.936	0.77	0.86	0.93	0.8
vel. 22	vypočt.	0.821	0.945	0.776	0.865	0.943	0.816
(70ccm)	tabul.	0.815	0.939	0.765	0.858	0.935	0.802
	KIST	0.994	0.957	0.951	0.922	0.955	0.880
vel. 23	vypočt.	0.816	0.946	0.772	0.86	0.944	0.812
(90ccm)	tabul.	0.856	0.936	0.802	0.813	0.94	0.764

TYP B		1500 ot. * 21 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	0.967	0.959	0.927	0.986	0.944	0.93
(33ccm)	tabul.	0.96	0.95	0.912	0.976	0.947	0.924
vel. 22	vypočt.	0.938	0.944	0.885	0.966	0.931	0.899
(70ccm)	tabul.	0.959	0.947	0.909	0.975	0.944	0.92
	KIST	0.991	0.948	0.939	0.964	0.980	0.945
vel. 23	vypočt.	0.937	0.943	0.883	0.968	0.931	0.901
(90ccm)	tabul.	0.959	0.946	0.907	0.974	0.943	0.918

		1500 ot. * 35 MPa * 0.5					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	0.891	0.955	0.851	0.914	0.948	0.866
(33ccm)	tabul.	0.859	0.942	0.809	0.892	0.938	0.837
vel. 22	vypočt.	0.887	0.943	0.837	0.898	0.939	0.843
(70ccm)	tabul.	0.85	0.94	0.8	0.884	0.938	0.83
	KIST	0.982	0.959	0.942	0.932	0.958	0.893
vel. 23	vypočt.	0.877	0.943	0.827	0.896	0.939	0.842
(90ccm)	tabul.	0.847	0.941	0.797	0.882	0.938	0.827

TYP C		2500 ot. * 21 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	0.94	0.949	0.892	0.968	0.923	0.893
(33ccm)	tabul.	0.96	0.942	0.908	0.979	0.938	0.92
vel. 22	vypočt.	0.985	0.934	0.921	0.983	0.925	0.91
(70ccm)	tabul.	0.962	0.933	0.898	0.978	0.928	0.907
	KIST	0.976	0.937	0.915	0.966	0.976	0.943
vel. 23	vypočt.	0.984	0.93	0.915	0.978	0.922	0.901
(90ccm)	tabul.	0.962	0.929	0.894	0.977	0.923	0.902

		2500 ot. * 35 MPa * 0.5					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	0.899	0.949	0.853	0.951	0.937	0.892
(33ccm)	tabul.	0.87	0.94	0.82	0.9	0.936	0.845
vel. 22	vypočt.	0.872	0.938	0.818	0.9	0.939	0.845
(70ccm)	tabul.	0.863	0.935	0.807	0.895	0.931	0.833
	KIST	0.954	0.954	0.909	0.937	0.952	0.892
vel. 23	vypočt.	0.868	0.937	0.813	0.935	0.918	0.859
(90ccm)	tabul.	0.859	0.933	0.802	0.892	0.928	0.828

TYP D		3500 ot. * 21 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	0.99	0.949	0.941	0.99	0.925	0.917
(33ccm)	tabul.	0.966	0.928	0.897	0.981	0.923	0.905

		3500 ot. * 35 MPa * 0.5					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	0.88	0.951	0.837	0.907	0.94	0.85
(33ccm)	tabul.	0.879	0.933	0.82	0.907	0.928	0.842

Tabulka vypočtených a publikovaných hodnot účinností převodníků

EQG průtoková účinnost hydrogenerátoru
 EMG hydraulickomechanická účinnost hydrogenerátoru
 EHG celková účinnost hydrogenerátoru

EQM průtoková účinnost hydromotoru
 EMM - hydraulickomechanická účinnost hydromotoru
 EHM - celková účinnost hydromotoru

Typ zatížení obvodu : (A - D) - otáčky hydrogenerátoru (ot./min.) * tlak v obvodu (MPa) * nastavení geom. objemu převodníků

Pozn.: Hodnoty účinností HsP byly vypočteny metodou BORUVKA a porovnány s tabulkovými hodnotami (pro stanovení hodnot účinností hydromotoru byl výpočet opakován tak, aby vypočtené otáčky HM odpovídaly tabulkovým).

TYP A		800 ot. * 7 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočet	.9999	.9024	.9024	.9999	.8916	.8916
(33ccm)	tabul.	.9874	.9054	.894	.9925	.8965	.8888
vel. 22	vypočet	.9968	.905	.9021	.9999	.8932	.8932
(70ccm)	tabul.	.9873	.9061	.8946	.9923	.8964	.8895
vel. 23	vypočet	.9998	.9048	.9046	.9999	.896	.896
(90ccm)	tabul.	.9872	.9061	.8945	.9923	.8964	.8895

		800 ot. * 7 MPa * 0.5					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočet	.9999	.853	.853	.9999	.8245	.8245
(33ccm)	tabul.	.9768	.8564	.8365	.982	.8324	.8174
vel. 22	vypočet	.9999	.8598	.8598	.9999	.8338	.8338
(70ccm)	tabul.	.9765	.8591	.8389	.9818	.8360	.8208
vel. 23	vypočet	.9999	.8605	.8605	.9999	.837	.837
(90ccm)	tabul.	.9764	.8597	.8394	.9817	.8368	.8215

TYP B		1500 ot. * 7 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočet	.9826	.9047	.8889	.997	.893	.8908
(33ccm)	tabul.	.9892	.902	.8923	.9942	.8912	.886
vel. 22	vypočet	.942	.8903	.8386	.977	.8804	.8601
(70ccm)	tabul.	.969	.8927	.8829	.994	.8798	.8745
vel. 23	vypočet	.9433	.8864	.8361	.9789	.8775	.859
(90ccm)	tabul.	.9889	.8887	.8788	.994	.8748	.8696

		1500 ot. * 7 MPa * 0.5					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočet	.9999	.8636	.8636	.9999	.8405	.8405
(33ccm)	tabul.	.9804	.8575	.8407	.9855	.8338	.8217
vel. 22	vypočet	.9709	.8516	.8268	.9863	.8282	.8169
(70ccm)	tabul.	.9801	.8496	.8327	.9852	.8230	.8108
vel. 23	vypočet	.9651	.8482	.8186	.988	.8227	.8128
(90ccm)	tabul.	.980	.8462	.8293	.9851	.8183	.8061

TYP C		2500 ot. * 7 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočet	.9549	.8792	.8396	.9716	.8631	.8386
(33ccm)	tabul.	.990	.8762	.8674	.995	.8587	.8544
vel. 22	vypočet	.9999	.857	.857	.9999	.8335	.8335
(70ccm)	tabul.	.9898	.850	.8413	.9948	.824	.8197
vel. 23	vypočet	.9999	.8473	.8473	.9999	.8224	.8224
(90ccm)	tabul.	.9897	.840	.8313	.9947	.8096	.8053

		2500 ot. * 7 MPa * 0.5					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočet	.9617	.8387	.8066	.9812	.8077	.7925
(33ccm)	tabul.	.982	.835	.82	.9871	.8024	.792
vel. 22	vypočet	.9725	.8081	.7859	.9795	.7621	.7465
(70ccm)	tabul.	.9817	.8115	.7966	.9868	.7677	.7576
vel. 23	vypočet	.973	.7986	.7772	.9785	.7445	.7285
(90ccm)	tabul.	.9816	.8023	.7875	.9866	.7536	.7436

TYP D		3500 ot. * 7 MPa * 1.0					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočet	.9999	.8522	.8522	.9999	.8237	.8237
(33ccm)	tabul.	.9903	.8390	.8309	.9953	.8081	.8043

		3500 ot. * 7 MPa * 0.5					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočet	.9775	.7987	.7807	.9871	.7405	.731
(33ccm)	tabul.	.9827	.8014	.7875	.9878	.7525	.7433

Tabulka vypočtených a publikovaných hodnot účinností převodníků

EQG průtoková účinnost hydrogenerátoru

EMG hydraulickomechanická účinnost hydrogenerátoru

EHG celková účinnost hydrogenerátoru

EQM průtoková účinnost hydromotoru

EMM hydraulickomechanická účinnost hydromotoru

EHM celková účinnost hydromotoru

Zatížení obvodu : (A - D) - otáčky hydrogenerátoru (ot./min.) * tlak v obvodu (MPa) * nastavení geom. objemu převodníků

Pozn.: Hodnoty účinností HsP byly vypočteny metodou BORUVKA a porovnány s tabulkovými hodnotami (pro stanovení hodnot účinností hydromotoru byl výpočet opakován tak, aby vypočtené otáčky HM odpovídaly tabulkovým).

V tabulkách jsou uvedeny (pro převodníky vel. 22) hodnoty vypočtené metodou KISTOCKIN - v tabulce ozn. KIST

TYP A		800 ot. * 35 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	.4275	.8446	.3611	.6147	.8071	.4961
(33ccm)	tabul.	.487	.8432	.4106	.6454	.8141	.5254
vel. 22	vypočt.	.4244	.8496	.3606	.6522	.826	.5387
(70ccm)	tabul.	.4687	.8491	.3963	.637	.8223	.5238
	KIST	.9685	.8577	.8308	.6861	.8291	.5688
vel. 23	vypočt.	.4273	.8538	.3648	.6313	.8252	.5209
(90ccm)	tabul.	.4594	.8511	.391	.6341	.825	.5231

		800 ot. * 7 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	.9397	.6788	.6378	.9381	.5125	.4807
(33ccm)	tabul.	.935	.6851	.6406	.9424	.5404	.5093
vel. 22	vypočt.	.9581	.6867	.6579	.948	.5308	.5032
(70ccm)	tabul.	.9341	.6867	.6414	.9416	.5501	.518
	KIST	.9954	.726	.7227	.9385	.9846	.924
vel. 23	vypočt.	.9616	.6915	.665	.9484	.5406	.5128
(90ccm)	tabul.	.9338	.6908	.6451	.9413	.5523	.5199

TYP B		1500 ot. * 35 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	.5908	.8581	.507	.705	.8314	.5861
(33ccm)	tabul.	.6001	.8552	.5132	.6962	.8307	.5783
vel. 22	vypočt.	.5841	.8521	.4977	.6959	.8283	.5764
(70ccm)	tabul.	.572	.8548	.7889	.6828	.8301	.5688
	KIST	.9076	.8679	.7876	.7266	.8442	.6134
vel. 23	vypočt.	.5762	.8536	.4918	.6902	.8285	.5719
(90ccm)	tabul.	.5617	.8543	.4799	.678	.8294	.5623

		1500 ot. * 7 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	.9772	.6942	.6783	.9641	.5409	.5215
(33ccm)	tabul.	.9459	.6869	.6497	.9522	.5441	.5181
vel. 22	vypočt.	.9522	.682	.6494	.9428	.5245	.4945
(70ccm)	tabul.	.9448	.6734	.6362	.9512	.5151	.49
	KIST	.9865	.7176	.7079	.9477	.9838	.9324
vel. 23	vypočt.	.951	.6808	.6475	.9447	.5173	.4887
(90ccm)	tabul.	.9445	.6677	.6306	.9509	.5024	.4777

TYP C		2500 ot. * 35 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	.6628	.8499	.5634	.7367	.8163	.6014
(33ccm)	tabul.	.6431	.8509	.5472	.7177	.8248	.592
vel. 22	vypočt.	.6285	.8408	.5285	.7121	.8082	.5755
(70ccm)	tabul.	.6119	.8409	.5145	.7019	.8108	.5691
	KIST	.7663	.8563	.6562	.7447	.8262	.6152
vel. 23	vypočt.	.6254	.8388	.5246	.7037	.8027	.5649
(90ccm)	tabul.	.6001	.8368	.5022	.6961	.8050	.5604

		2500 ot. * 7 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	.9494	.6885	.6347	.9471	.5005	.4741
(33ccm)	tabul.	.9507	.6494	.6174	.9566	.4602	.4402
vel. 22	vypočt.	.9479	.6304	.5975	.949	.4406	.4184
(70ccm)	tabul.	.9497	.6128	.582	.9556	.3681	.3518
	KIST	.9657	.6586	.636	.9519	.9788	.9317
vel. 23	vypočt.	.9552	.6207	.5929	.9491	.4136	.3926
(90ccm)	tabul.	.9493	.5991	.5687	.9553	.3308	.3168

TYP D		3500 ot. * 35 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	.6689	.8417	.563	.7327	.8034	.5887
(33ccm)	tabul.	.6587	.8365	.551	.7258	.8045	.5839

		3500 ot. * 7 MPa * 0.166					
Převodníky - typ SAUER		hydrogenerátor			hydromotor		
		EQG	EMG	EHG	EQM	EMM	EHM
vel. 20	vypočt.	.9496	.6189	.5877	.9525	.4123	.3927
(33ccm)	tabul.	.9528	.5978	.5696	.9585	.3273	.3137

IV-1 ŘÍZENÍ A ŘÍDICÍ
SYSTÉMY

Problematika řízení - jak řídit převodníky různých zařízení a ústrojí vybavených hydrostatickým převodem - se obvykle řešila použitím autonomních mechanicko-hydraulických řídicích a regulačních systémů, které byly často dislokovány společně s jednotlivými agregáty (vzhledem ke konstrukci regulátorů a k uvedeným vazbám to mělo své opodstatnění), takže společně s hydrogenerátory, s hydromotory, případně se spalovacími motory tvořily integrovaný celek. Řídicí systémy, v nejjednodušším provedení to byly *otevřené řídicí obvody*, se využívaly k ovládání takových soustav, u kterých se předpokládalo dostatečně stabilní prostředí s nevýrazným vlivem poruch. Řídicí systém se inicioval předem zadanou informací. Zpětnou vazbou a případným korektorem mohl být obsluhující personál (pohledem na proces řízení či na ukazovací přístroj kontroloval správnost nastavení, případně i správnost vykonávané funkce). Pro složitější a náročnější prostředí, kdy vliv poruch byl již výraznější, nalezl uplatnění *otevřený obvod s měřením* (a s vyhodnocením) *poruchy*, ale podstatného zkvalitnění řízení bylo dosaženo až při použití systému řízení v *uzavřeném obvodu*. Obvod se od předchozích lišil zejména tím, že byla využita alespoň jedna zpětná vazba a obvod se tak stal regulátorem, který řídí na základě vyhodno-

cení odchylky (odchylky skutečného, měřeného výstupu od očekávaného výsledku řízení). Řízení v uzavřeném obvodu poskytovalo širší využití, neboť systém sám eliminoval jak poruchy vnější, tak i vnitřní odchylky (vnitřní změny parametrů a vlastností soustavy vyvolané vnější poruchou, opotřebením ap.).

Uvedené systémy, i přes dosti složitá vzájemná propojení, nestačí svým výkonem na zpracování dnes již velmi širokého spektra požadavků kladených na provoz mobilních strojů. Zejména velmi přísná ekologická kritéria a omezení, která postupně vstupují v platnost, vytváří silný tlak na inovace v oblasti řízení. Stejně jako v automobilní technice (zejména v oboru spalovacích motorů), rovněž tak i v hydrostatických pohonech, se stále větší měrou prosazuje číslicová regulační technologie. Modifikované systémy řízení tak pracují s vyšším počtem vstupů, minimalizují dynamickou odchylku a udržují na minimu i statickou odchylku. Regulátory jsou řízeny nadřazeným procesorem, který obsluhuje jak členy zajišťující plnění technologických operací, tak i obvody informačních a diagnostických systémů stroje. Výjimkou již nejsou ani aplikace systémů adaptivních a samoučících se (adaptují se na způsob provozu bez dalších zásahů obsluhy).

Automatizace řízení procesů tak vedle teorie informace a teorie automatického řízení, využívá i výsledků speciálních disciplin souvisejících s danou problematikou (ja-

Část IV Řízení hnacího ústrojí

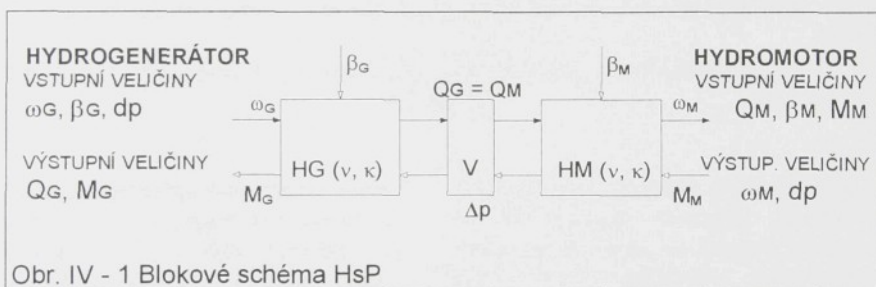
ko je identifikace, modelování a simulace, optimalizace ad.), ale zejména se opírá o výsledky a zkušenosti

získané z experimentálních prací a laboratorních výzkumů.

IV - 2 Řízení hydrostatického převodu

Soustava hydrostatického převodu (obr. IV-1) tvoří přenosový blok specifických vlastností. Mezi vstupní veličiny patří především úhlová rychlost hydrogenerátoru ω_G (ta patří k dominantám našeho zájmu) a momentová zátěž M_M (mo-

ment představuje poruchovou veličinu). Pokud je převod sestaven, stejně jako na obrázku IV-1, z převodníků s variabilním geometrickým objemem, patří mezi vstupní (řídící) veličiny ještě regulační parametr β (v našem případě parametry β_G a β_M). Do soustavy tedy vstupuje jedna poruchová a tři řídící veličiny (v některých případech je na úhlovou rychlost ω_G pohlíženo jako na veličinu poruchovou).



Obr. IV - 1 Blokové schéma HsP

Ze soustavy HsP vystupují (jako výsledek transformace rychlosti a momentu) dvě veličiny, a to úhlová rychlost hydromotoru ω_M a točivý moment M_G . Vnitřní parametry soustavy, které podmiňují transformaci, ovlivňují vzájemné vazby mezi vstupními a výstupními veličinami a

rovněž mezi silovými a rychlostními veličinami. Tato problematika byla již dříve popsána - význam převodových poměrů v a κ (III - 1 a III - 2) nyní nahradí analogická přenosová funkce F_ω a F_M tak, že pro výstupní veličiny ω_M a M_G platí:

$$\omega_M = F_\omega (\omega_G, \beta_G, \beta_M, V_G, V_M, \eta_{QHsP}, \dots, t) \quad (IV-1)$$

$$M_G = F_M (M_M, \beta_G, \beta_M, V_G, V_M, \eta_{MHsP}, \dots, t), \quad (IV-2)$$

Část IV

Řízení hnacího ústrojí

kde $\eta_{QHsP} = f_1(\beta_G, \beta_M, \omega_G, M_M, \dots)$ a
 $\eta_{mHsP} = f_2(\beta_G, \beta_M, \omega_G, M_M, \dots)$.

Poznámka:

Závislost účinnosti na parametrech byla vysvětlena dříve. V souvislosti s uvedeným modelem je třeba připomenout, že účinnost převodníků byla definována jako funkce tlakové zátěže, otáček a regulačního parametru.

Budeme-li uvažovat soustavu,

kteřá pracuje v jistém pracovním bodě (kvazistatického režimu) a dodržíme-li podmínku, že změny budou velmi malé a dostatečně pomalé, potom odchylku rychlosti na výstupu lze vyjádřit jako součet parciálních příspěvků jednotlivých veličin (analogicky jako ve III-18 a III-19):

$$d\omega_M = [\partial F_\omega / \partial \omega_G] \cdot d\omega_G + [\partial F_\omega / \partial \beta_G] \cdot d\beta_G + [\partial F_\omega / \partial \beta_M] \cdot d\beta_M + [\partial F_\omega / \partial M_M] \cdot dM_M + \dots + [\partial F_\omega / \partial t] \cdot dt \quad (IV-3)$$

Odchylku momentu na straně hydrogenerátoru vyjádříme obdobně:

$$dM_G = [\partial F_M / \partial M_M] \cdot dM_M + [\partial F_M / \partial \beta_G] \cdot d\beta_G + [\partial F_M / \partial \beta_M] \cdot d\beta_M + [\partial F_M / \partial \omega_G] \cdot d\omega_G + \dots + [\partial F_M / \partial t] \cdot dt \quad (IV-4)$$

Význam jednotlivých členů uvedených rovnic si objasníme. Na levých stranách rovnic jsou přírůstky výstupních veličin, které vyjadřují odezvu celé soustavy na provedené změny. Pravé strany rovnic obsahují součet parciálních příspěvků veličin a parametrů. První členy pravých stran rovnic vyjadřují přenos vstupních veličin - reakci na buzení. Druhé a třetí členy rovnic jsou příspěvky vyplývající ze změn geometrických (vyvolaných regulačním parametrem β). Čtvrtý člen v rovnici (IV-3) zahrnuje odezvu rychlosti na změnu momentového zatížení (jakýsi „skluz“) a čtvrtý člen v rovnici (IV-4) zase odezvu momentu na změnu rychlosti (růst pasivních od-

porů vlivem rychlosti). Poslední členy na pravých stranách vyjadřují závislost přenosu na časové změně (vzhledem k uvedeným předpokladům bychom tento člen ignorovali).

Je zřejmé, že obě rovnice jsou vzájemně svázány, a to jednak regulačním parametrem β (resp. β_G a β_M), jednak dalšími členy na pravých stranách rovnic. Čtvrté členy rovnic se podílejí (nežádoucí transformací) na disipaci výkonu a poslední členy zahrnují akumulaci účinky (rychlé změny mohou být provázány vzájemnou výměnou části energie).

Pro doplnění si uvedeme jednoduchý případ řízení výstupní rych-

Část IV

Řízení hnacího ústrojí

losti ω_M na stálou hodnotu při změně zátěže. Toto omezení znamená, že pravá strana rovnice (IV - 3) nesmí mít nenulovou hodnotu, tedy že součet členů musí být roven nule. Předpokládáme-li poruchu dostatečně pomalou s nenulovou odchylkou momentu M_M , bude i čtvrtý člen $([\partial F_{\omega} / \partial M_M] \cdot dM_M)$ pravé strany rovnice nenulový. K eliminaci může přispět jak první člen (změnou ω_G) - pokud ω_G je řídicí (a ne poruchovou) veličinou, tak i členy obsahující regulační parametr β . Pokud by soustava pracovala s ideální účinností, byla by výstupní rychlost na změně zatížení nezávislá. Pro ostatní případy, kdy účinnost nabývá reálných hodnot, tedy je-li $\eta < 1$, již obecně neplatí reciprocita mezi ν a κ (neboť platí $\nu \cdot \kappa = \eta$).

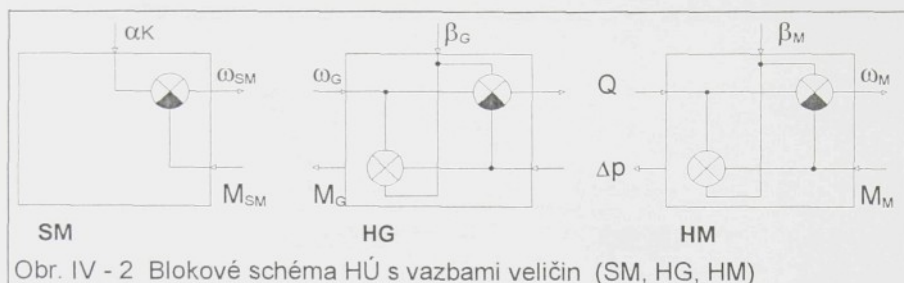
V důsledku odchylek od ideální závislosti dochází k deformaci charakteristiky. Po změně parametrů již příslušný obraz výkonu H_{sP} neleží na předpokládané hyperbole konstantního příkonu (rychlostní charakteristiky momentu SM), ale na křivce, která vznikla deformací původní hyperboly. Ta se v reálné rovině posouvá (při konstantní, na parametrech nezávislé účinnosti) a deformuje (pro účinnost závislou na parametrech), pracovní body se potom od teoretických odlišují (viz IV-11, kupř. body $O^{H_{sP}}$, O^{SM} a O^{SM*} , nebo v příloze P IV-2 sloupce ozn. n1 a n1T, n2 a n2T, M1 a M1T, M2 a M2T).

IV - 3 Řízení hnacího ústrojí

Hnací ústrojí je, jak je zřejmé i z obrázku, systém oproti předešlému složitější. Podstatný rozdíl spočívá v tom, že k soustavě hydrostatického převodu je přiřazena pohonná jednotka (ve sledované konfiguraci to byl zážehový spalovací motor). Z hlediska řízení či regulace je spalovací motor sám o sobě již značně komplikovaná soustava, ale i ty jednodušší řídicí systémy obsluhují mnoho důležitých funkcí motoru. Blokové schéma (obr. IV-2) ukazuje SM jako systém se dvěma vstupy (jsou to jednak řídicí veličiny zahrnuté do komplexního regulačního parametru α_K , druhým vstupem je momentová zátěž M_{SM} - coby poruchová veličina) a s jedním výstupem - tím je úhlová rychlost ω_{SM} . Zjednodušení ve schématu, kde α_K představuje jakoby přívod paliva, doplníme alespoň stručným přehledem hlavních řídicích instrukcí regulačního parametru SM. Jde především o řízení polohy škrtící klapky, řízení okamžiku a intenzity vstřiku paliva, řízení okamžiku zážehu, rovněž řídí spouštěcí a volnoběžný režim, ale mnohdy i časování ventilového rozvodu. Při ovládání jsou sledovány hodnoty mnoha veličin a parametrů (teplot, poloh, otáček, složení směsi aj.). Řídicí jednotka průběžně zpracovává informace a optimalizuje cíle řídicích zásahů.

Část IV

Řízení hnacího ústrojí



Tabulka IV - 1 Klasifikace veličin

Tabulka ukazuje rozdělení veličin, které vstupují a vystupují z jednotlivých bloků. Je třeba upozornit na skutečnost, že některé veličiny jsou v tabulce označeny za řídicí (jako kupř. průtok Q pro HM a úhlová rychlost hydrogenerátoru ω_G), ale ty jsou již vázány v předchozím bloku (jsou výsledkem řízení předchozího bloku, tedy nejsou volné) a k řízení je nelze podruhé použít. Vázanými veličinami jsou ω_G a Q , volnými k řízení zůstávají α_K , β_G a β_M .

ROZDĚLENÍ VELIČIN - podle obr. IV - 2

systém prvek	vstupní veličiny		výstupní veličiny
	řídící	poruchové	
HÚ	$\alpha_K, \beta_G, \beta_M$	M_M	ω_M
HsP	$\omega_G, \beta_G, \beta_M$	M_M	ω_M, M_G
SM	α_K	M_{SM}	ω_{SM}
HG	ω_G, β_G	Δp	Q, M_G
HM	Q, β_M	M_M	$\omega_M, \Delta p$

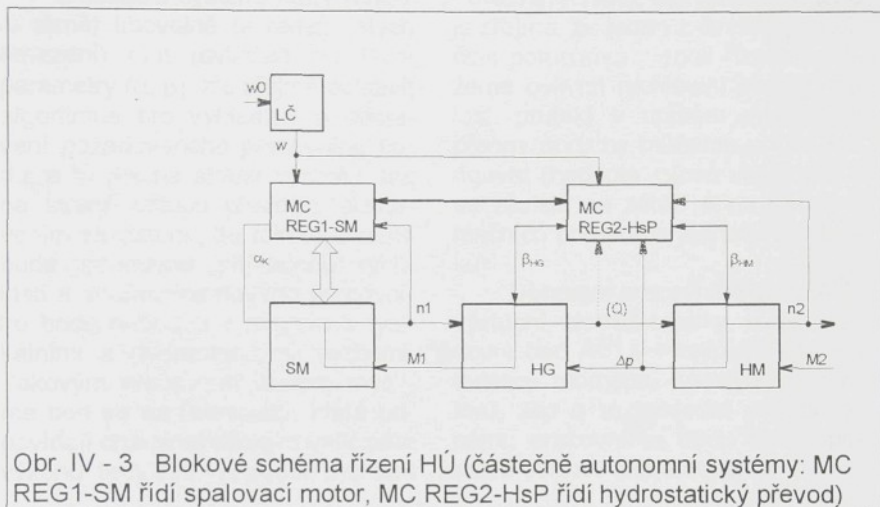
IV - 4 Cíle řízení HÚ

Problematika řízení takového hnacího ústrojí může být řešena jednak spoluprací jinak autonom-

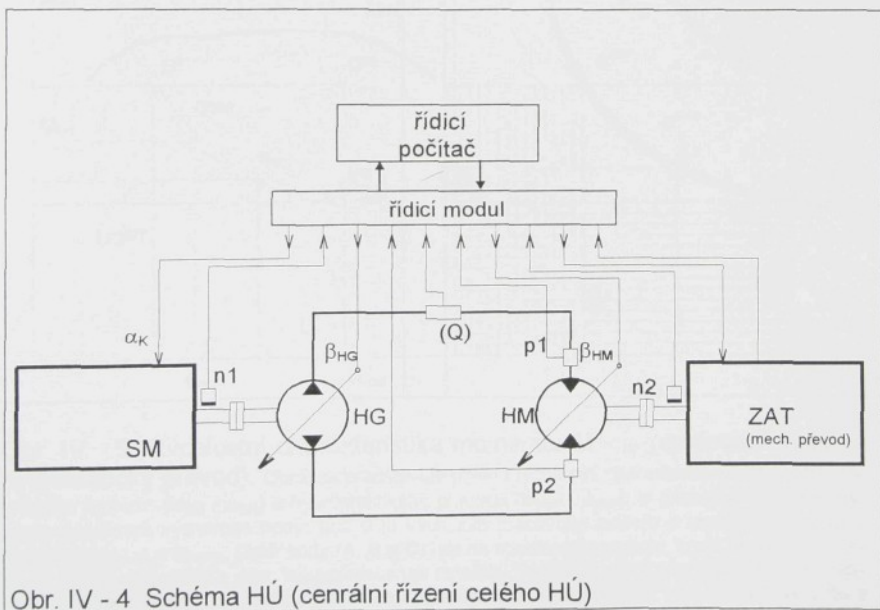
ních řídicích systémů, jednak komplexním řízením celého ústrojí jedním centrálním systémem. Obě cesty jsou schůdné v laboratorních podmínkách. Praktická realizace a širší uplatnění bude limitováno ne snad technickými, ale zejména ekonomickými kritérii.

Část IV

Řízení hnacího ústrojí



Obr. IV - 3 Blokové schéma řízení HÚ (částečně autonomní systémy: MC REG1-SM řídí spalovací motor, MC REG2-HsP řídí hydrostatický převod)



Obr. IV - 4 Schéma HÚ (cenrální řízení celého HÚ)

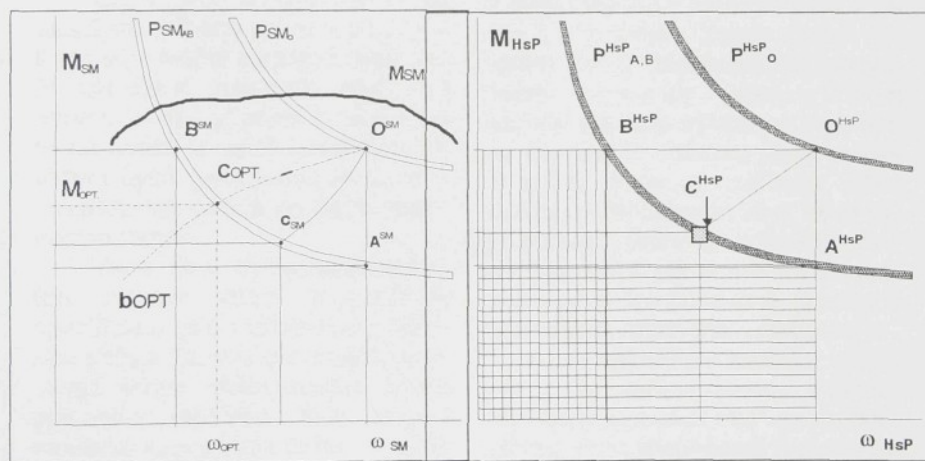
Část IV

Řízení hnacího ústrojí

Existuje-li systém, který umožní téměř libovolně (v rámci jistých omezení) řídit (ovládat) regulační parametry (α , β), lze zřejmě sestavit algoritmus pro vyhledání a nastavení požadovaného pracovního bodu, a to jak na straně výstupu, tak na straně vstupu převodu. Nastavením se rozumí, že taková změna bude provedena „přijatelnou“ rychlostí a souřadnice nového pracovního bodu nebudou v rozporu s fyzikálními a geometrickými vazbami. Takovým pracovním bodem myslíme bod se souřadnicemi, které odpovídají charakteristickým veličinám výkonu: tedy síla - rychlost, moment

- úhlová rychlost, tlak - průtok. Z toho je zřejmé, že jeden z činitelů je veličina poruchová: neboli řízením můžeme ovlivnit rychlostní stav (rychlost, průtok) v určitém místě, ale přenos poruchy můžeme pouze korigovat (hodnota silové veličiny bude závislá na zátěži a na transformačních poměrech jednotlivých bloků).

Obrazem pracovního bodu A^{HSP} výstupní charakteristiky bude pracovní bod A^{SM} v rychlostní charakteristice momentu spalovacího motoru. Jde o to vyhledat požadovanému pracovnímu bodu HsP optimální obraz v charakteristice SM .



Obr. IV - 5 Rychlostní charakteristika momentu: $M - \omega$ (spalovací motor a hydrostatický převod). Obrázek představuje příklad rychlostní charakteristiky momentu spalovacího motoru ($M_{SM} - \omega_{SM}$) a hydrostatického převodu ($M_{HsP} - \omega_{HsP}$). V charakteristice jsou vyznačeny některé významné body: bod O je výchozím pracovním bodem o souřadnicích ω_{SM0} a M_{SM0} , resp. ω_{HsP0} a M_{HsP0} . Další body (A , B a C) leží na společné hyperbole, která odpovídá sníženému výkonu P_{AB} . Křivka ozn. b^{OPT} představuje množinu bodů minimální specifické spotřeby paliva m_{Pe} . Řídicí systém HÚ musí zvolit takový optimální pracovní bod, jež „vyhoví“ jak výstupu z HÚ, tak i charakteristice SM .

Část IV

Řízení hnacího ústrojí

Provozní stavy hnacího ústrojí si ukažme na příkladu. Výchozí provozní bod převodu nechť je představen bodem O_{HsP} v charakteristice převodu (tím jsou také definovány otáčky, zatížení a výkon). Tohoto bodu odpovídá v charakteristice motoru bod O_{SM} . Provedeme-li změnu zátěže při konstantní rychlosti, posune se pracovní režim do nového provozního stavu - ten je charakterizován bodem A_{HsP} (ale rovněž bodem A_{SM} pro spalovací motor).

Půjde-li o změnu rychlosti při stále zátěži, potom novému stavu bude odpovídat provozní bod B_{HsP} , resp. B_{SM} . Obecná změna, respektující však zvolenou hladinu výkonu, může být charakterizována posuvem do bodu C. Jak je vidět z obrazku, změny proběhly (doposud bez zásahu regulačních veličin) tak, že body leží na křivkách odpovídajících výkonů. Jde o jisté zjednodušení, neboť nebyly uvažovány tzv. ztráty v převodu.

Cíle řízení

Cílem řízení a regulace je však dosažení určitého stavu a provozního bodu v reálné soustavě (stav může být různě definován, může být podmíněn specifickými kritérii). Účelovou funkcí a často uváděným kritériem bývá (jako kritérium již zmiňovaná), specifická spotřeba spalovacího motoru.

Víme, že v charakteristice motoru existují oblasti s rozdílnou specifickou (ale i absolutní) spotřebou paliva. Bude-li pro použitý spalovací motor definovatelná křivka optimální spotřeby, tedy taková množina provozních bodů, v nichž pro požadovaný výkon dosahuje motor minimální specifické spotřeby, bude cílem regulace HÚ nastavit provozní bod co možná „nejblíže“ této křivce (obr. IV-5).

Pro takový zásah máme k dispozici volné řídicí veličiny: na straně spalovacího motoru je to regulační

parametr αK , na straně převodu potom regulační parametry βG a βM obou převodníků. Jejich variací bychom chtěli dosáhnout požadovaného provozního stavu. Pokud umíme sledovat výkonové parametry spalovacího motoru (tedy otáčky a točivý moment), lze najít určité optimum. Problémem však bývá vyhodnocení velikosti točivého momentu, neboť přímé měření za provozu bývá komplikované (instalace snímače je nevhodná a nákladná).

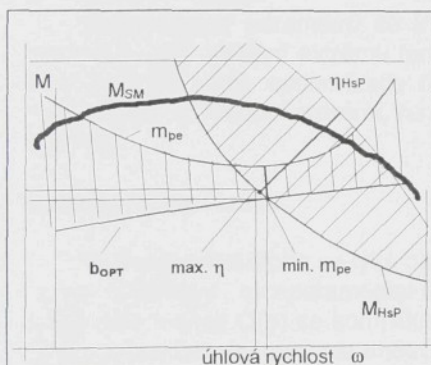
Pro identifikaci zatížení můžeme využít nepřímé metody, a to měření tlaku v obvodu HsP (resp. difference). Pro vyhodnocení regulačním obvodem je třeba tuto informaci korigovat (korekce budou závislé zejména na požadované rychlosti operace a na přesnosti výsledku - v nejjednodušším případě lze považovat účinnosti za hodnoty konstantní, na parametrech nezávislé - první kroky procesoru se tak značně urychlí) a

Část IV

Řízení hnacího ústrojí

do regulačního systému zahrnout přídavný modul, který respektuje pole účinností jednotlivých převodníků (mapa účinností bývá k dispozici ve formě tabulky, nebo jako složitá funkce: $\eta = f(p, n, \beta, \dots)$).

Byla-li zmiňována specifická spotřeba jako kritérium, je třeba k tomu učinit několik poznámek. Je zřejmé a často diskutované, že vhodnou oblastí pro provozní bod spalovacího motoru je právě oblast, v níž je dosahováno minima spotřeby (při daném výkonu absolutní spotřeby). Méně často je již zmiňována podmíněnost tohoto tvrzení právě ve vztahu k další aplikaci.



Obr. IV - 6 Charakteristika motoru
Minimum funkce minimální specifické spotřeby SM a účinnost HsP pro konstantní výkon (křivka M_{HSP} s vyznačením maximální účinnosti).

Bylo by jistě odvážné předpokládat identitu souřadnic extrémů několika různých kritérií (spotřeba SM, účinnost HsP ad.), ale můžeme připustit překrývání části „oblastí“ spalovacího motoru a obrazu „oblasti(i)“ převodu (oblastí je míněna optimální oblast, tedy omezenější oproti oblasti možných řešení, viz

obr. v příloze P IV-3). Bude jistě pravděpodobnější, že alespoň částečné překrytí nastane při volbě méně přísných požadavků na stanovení extrémů.

V diskusi k přílohám bude ještě tento problém připomenut (kupř. příloha P IV-3).

IV - 5 POZNÁMKY K OPTIMALIZACI

Hledání optimálních parametrů je obtížný úkol, a ponechat výběr pouze na intuici řešitele, to vede k volbě variant na základě subjektivního hodnocení. Pro hledání nejlepšího řešení jsou často využívány různé metody experimentování s variacemi parametrů. Pokusy mohou být prováděny na modelech (laboratorních i počítačových), nebo také na hotovém díle (na prototypu). Počítačový model přináší mnohé výhody jak při řešení, tak i při využití výsledků. Podstatou je exaktně formulovaný problém a jeho vyřešení, neboli úloha hledání extrému vhodné účelové funkce nebo funkcionálu /102/.

Takové úlohy se nazývají *optimalizační* a představují významnou oblast pro aplikaci simulačních modelů. Co je však kritériem kvality nalezeného řešení?

Při hledání odpovědi můžeme postupovat takto: každá varianta (experimentu, výpočtu aj) bude „ohodnocena“ určitým reálným číslem (Q). Libovolné dvě varianty budou porovnávány podle kritéria Q. Bude-li kritériem např. specifická

Část IV Řízení hnacího ústrojí

spotřeba paliva (m_{Pe}), potom řešení označená kupř. C a B porovnáme tak (viz obr. IV - 5), že relace Q_C a Q_B , přičemž $Q_C = m_{PeC}$ a $Q_B = m_{PeB}$, bude posuzována z hlediska minima (bude-li kritériem účinnost, potom hledáme maximum).

Kritérium optimality a jeho extrém

Systém, který je pod vlivem určitých vstupů a jeho chování se navenek projevuje změnou výstupů, lze optimalizovat jednak hledáním nejvhodnější volby vlastností systému, tzn. parametrů, které po dosažení optimální hodnoty se již nemění, anebo generováním nejvhodnějšího průběhu vstupů.

Optimalizace parametrů se interpretuje jako hledání extrému funkce, zatímco úlohy *optimalizace řízení* vedou na hledání extrému funkcionálu.

Metody optimalizace

Optimalizační úloha se týká obvykle soustavy víceparametrické, takže tvar funkce $Q(p)$ se komplikuje s rostoucím počtem parametrů. Matematické řešení úlohy (hledání extrému funkce více proměnných) vede na operace s parciálními derivacemi. Exaktní postup vede k cíli zpravidla pro jednoduché případy, kde jsou derivace spojité a lze je snadno odvodit. Uvedeme některé známé metody pro hledání optima.

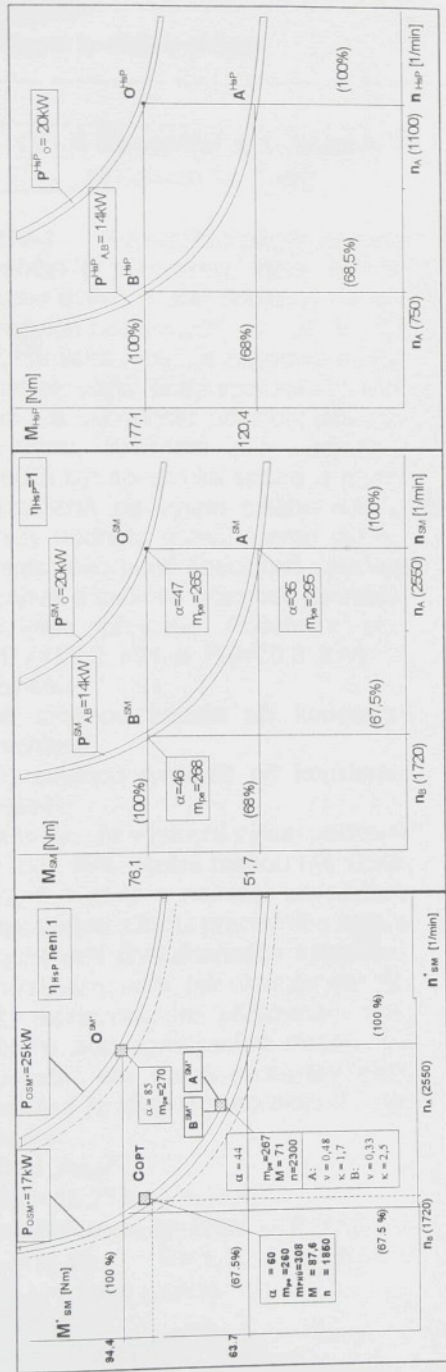
Mapovací metody - nejjednodušší metoda pro vyhledávání extrému spočívá v systematickém postupném analyzování předem zvolených kombinací hodnot parametrů jež pokrývají celou oblast (připust-

nou oblast parametrů). Každé kombinaci přísluší simulační pokus. Počet pokusů požadovaných mapovací metodou závisí na očekávané přesnosti určení minima. Výsledky pokusů (hodnoty Q) je možné ukládat do paměti a jejich interpolací vytvářet mapu kritéria $Q(p)$. Tato metoda má tu dobrou vlastnost, že vždy najde globální extrém.

Cyklická záměna parametrů - metoda rozkladu několikaparametrové optimalizace na posloupnost optimalizací jednoparametrových; v každém kroku se hledá extrém cílové funkce jako extrém funkce jedné proměnné (metoda Gaussova - Seidlova).

Diskrétní gradientové metody - některé varianty optimalizačních metod využívají gradientu kritéria Q . Vektor gradientu určuje směr nejrychlejšího růstu hodnoty Q , tj. směr nejúčinnějšího pokračování optimalizační trajektorie. Největší pokles je ve směru opačném. Nepřímé gradientové metody jsou výhodné z hlediska malého počtu potřebných kroků k dosažení extrému. Každý krok však může představovat komplikovaný výpočet mnoha parciálních derivací, ale po zvládnutí operací a odladění je výhodou rychlost vlastního řešení.

Náhodná optimalizace parametrů - metoda založená na náhodném vytváření změny parametrů v každém kroku. K optimalizaci využívá podprogramů generujících náhodné změny.



Obr. IV - 6 Parametry HÚ

Přibližné (vypočtené) hodnoty parametrů spalovacího motoru. Vědte bodů uvedených vpravo příbyl bod označený Copt, ten vyjadřuje optimální nastavení hydrostatického převodu a spalovacího motoru pro dosažení výstupního výkonu cca 14 kW. Přikon převodu je však vyšší (cca 17 kW).

Teoretické hodnoty parametrů spalovacího motoru v bodech „O“, „A“ a „B“. Charakteristika odpovídá ideální transformaci ($\eta_{HSP} = 1$).

Výkonové parametry hydrostatického převodu (výkon, točivý moment, otáčky v bodech „O“, „A“ a „B“. Výkon v pracovním bodě „O“ má hodnotu 20 kW a v bodech „A“ a „B“ shodně po 14 kW.

Parametry spalovacího motoru

(výkon P, točivý moment M, otáčky n)

Parametry hydrostatického převodu

(výkon P, točivý moment M, otáčky n)

A ... změna zátěže (oproti původnímu stavu „O“) při konstantní rychlosti - změna výkonu o cca 1/3),
B ... změna rychlosti (oproti původnímu stavu „O“) při konstantní zátěži - změna výkonu o cca 1/3).

IV - 6 Komentář a diskuse k přílohám IV. části

PIV-1 Tabulka obsahuje hodnoty veličin a parametrů, které definují nebo ovlivňují stav soustavy (v provozních bodech „O“, „A“, „B“ a „C“). Z hlediska řízení je zajímavé porovnat provozní body spalovacího motoru a vyhodnotit účinnost přenosu výkonu. Kritériem pro hodnocení může být specifická spotřeba paliva vztážená na výkon celého ústrojí, tedy hodnota $m_{PH\dot{U}}$, kterou definujeme jako podíl specifické spotřeby paliva a celkové účinnosti hydrostatického převodu. Počáteční stav ($P_{01}=25,2$ kW a $P_{02}=20,3$ kW) se změní:

a) změnou zátěže při konstantní rychlosti,

b) změnou rychlosti při konstantní zátěži,

a to tak, že výstupní výkon poklesne o cca 30%. Řešení mohou být různá, kupř. bod C s nejnižší specifickou spotřebou. Obraz pracovního bodu v rychlostní charakteristice spalovacího motoru není, jak ukazuje obr. IV-6, jednoznačným přiřazením. Pracovní bod spalovacího motoru lze „využít“ pro různá nastavení HsP, příklad je zřejmý z obrázku a z tabulky:

Bod „**A**_{HsP}“

$$\beta_G = 15,7^\circ \text{ a } \beta_M = 14,4^\circ$$

$$n=1095(1/\text{min}); M=120(\text{N.m}); P=13,8(\text{kW})$$

$$v = 0,48; \quad \kappa = 1,7; \quad \eta = 0,807;$$

$$m_{PH\dot{U}} = 330,9 \text{ (g/kW.h.)}$$

Bod „**B**_{HsP}“

$$\beta_G = 10,8^\circ \text{ a } \beta_M = 14,4^\circ$$

$$n=750(1/\text{min}), M=177,1(\text{N.m}), P=13,9(\text{kW})$$

$$v = 0,33; \quad \kappa = 2,5; \quad \eta = 0,819;$$

$$m_{PH\dot{U}} = 326 \text{ (g/kW.h.)}$$

Při nastavení spalovacího motoru:

$$\alpha = 44^\circ; n = 2300(1/\text{min}); M = 71(\text{N.m});$$

$$m_{Pe} = 267 \text{ (g/kW.h.)}$$

Přesuneme-li bod A tak, že pro nový pracovní bod SM bude platit:

$$\alpha = 50^\circ; n = 2000(1/\text{min}); M = 80,7(\text{N.m});$$

sníží se sp. spotřeba m_{Pe} i $m_{PH\dot{U}}$:

$$m_{Pe} = 262,5(\text{g/kW.h.}), m_{PH\dot{U}} = 315,5(\text{g/kW.h.})$$

Dalšího snížení spotřeby dosáhneme posunutím pracovního bodu do bodu C; spotřeba poklesne na hodnotu $m_{PH\dot{U}} = 308,1$ (g/kW.h.), při nastavení parametrů podle tabulky.

PIV-2 Skutečné poměry v HÚ se od teoretických odlišují právě tím, že do výpočtu zařazujeme vliv účinnosti (pro hodnotu účinnosti použijeme alespoň kvalifikovaný odhad). Přiložená tabulka ukazuje, že odchylky rychlostních a silových veličin od teoretických hodnot nejsou zanedbatelné. Pracovní bod (skutečný) je po zpřesnění poněkud posunut (od teoretického je více vpravo a výše: spalovací motor tak musí překonat větší odpor, který odpovídá součtu zatížení a pasívních účinků, a rovněž musí generovat vyšší otáčky o tzv. skluz, který vzniká vlivem nedokonalé kinematické vazby). Tabulka je sestavena z vybraných bodů při výkonu cca 12 kW (n_2 cca 2000 1/min, M_2 cca 58 N.m). Variací regulačních parametrů β_G a β_M se dosahuje proměnného převodu. Zajímavá se zdá být skutečnost, že v uvedené konfiguraci a v uvedených bodech je optima spotřeby

Část IV

Řízení hnacího ústrojí

dosaženo při kinematickém poměru větším než 1, tedy dorychla.

PIV-3 Pouze jiná konfigurace převodníků SPV20 a SMV22 a poněkud vyšší zatížení převodu (v pracovním poli - body A - I, při nastavení $\beta = 1$, resp. $\beta = 0,7$). Tabulka obsahuje kinematické a momentové poměry hydromotoru a hydrogenerátoru při nastavení geometrického objemu na 70% a na 100%. Je možno si povšimnout rozdílu mezi polohou minima spotřeby spalovacího motoru a maxima celkové účinnosti převodu. Porovnáním hodnot ve sloupcích vidíme, že obecně nejsou shodné souřadnice minima $m_{PHÚ}$, minima m_{Pe} a maxima η_{HSP} .

PIV-4,5 Tabulky obsahují hodnoty mechanických veličin, přenosové parametry a účinnosti pro dvě kombinace převodníků nestejných velikostí:

* SPV20/SMV22 (v pracovním poli - body A - I, při nastavení $\beta = 1$, resp. $\beta = 0,7$) v kombinaci se spalovacím motorem Š781. Vedle výkonových veličin jsou uvedeny hodnoty účinnosti a měrných spotřeb,

* SPV22/SMV23 - v tabulce uvedené hodnoty byly vypočteny (model KIST a BOR). Soubor veličin je do-

plněn hodnotami teploty v některých bodech oteplovací křivky pracovního cyklu, jenž byl simulován programem NEWBIL.

PIV/6 Částečná charakteristika spalovacího motoru s jednobodovým vstřikováním paliva (řada Š781 136B50SPI). Hodnoty momentu, výkonu a specifické spotřeby paliva jsou vyjádřeny v závislosti na otáčkách pro tři různá nastavení polohy škrtkací klapky (31%, 50%, 100%).

PIV-7 Jiná varianta motoru Š781.136 ukazuje (oproti předešlé) výraznější pokles momentu a výkonu (s rostoucími otáčkami a při částečném otevření škrtkací klapky (33 %) roste spotřeba a dosahuje hranice až 600 g/kW.h). Zejména na příkladu m_{Pe} se potvrzuje oprávněnost požadavku na aktualizaci datových souborů, které jsou využívány jako data pro řídicí systémy HÚ. Odchylky parametrů jednotlivých provedení typové řady Š781 jsou značné, dosahují i desítek %.

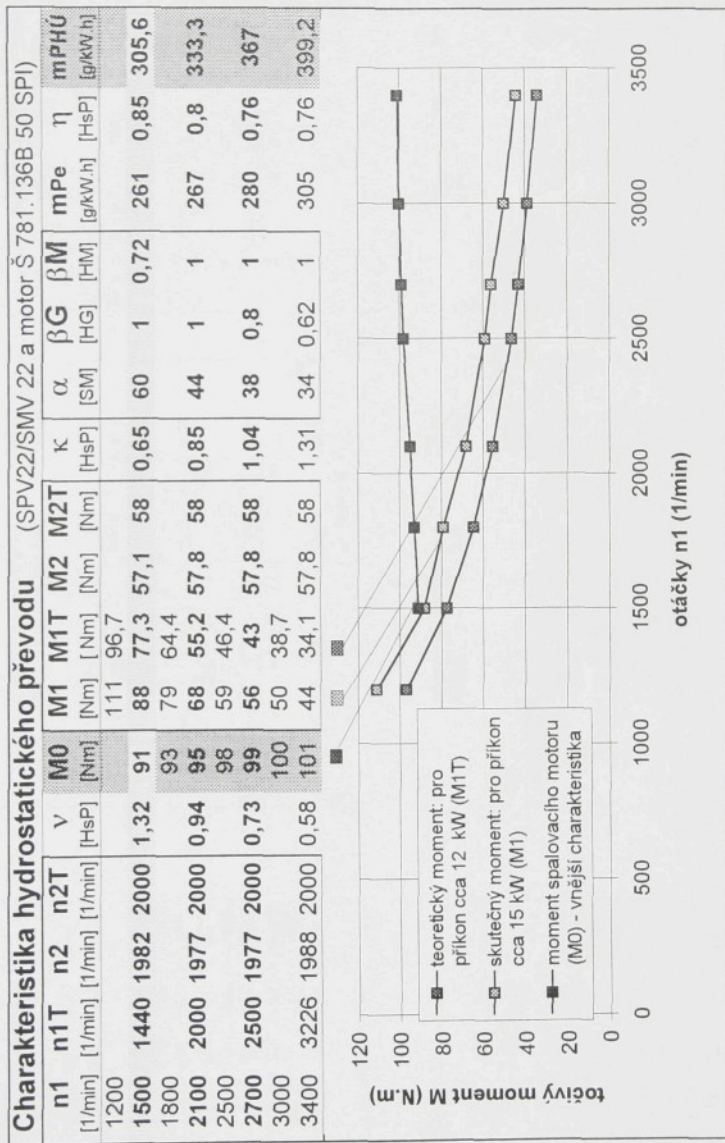
PIV-8 Charakteristika motoru pro tři úrovně výkonu (25, 31 a 37 kW). V obrázku jsou uvedeny křivky výkonu, momentu, specifické spotřeby a úhlu nastavení škrtkací klapky.

TAB. 1 (PIV-1) - Hnací ústrojí (HÚ) se spalovacím motorem (SM) a s hydrostatickým převodem (HsP)

POČÁTEČNÍ STAV - PRACOVNÍ BOD "0"													
HsP - výkonové parametry		SM - výkonové parametry		HsP - přenosové poměry		HÚ - řídicí parametry				specifická spotřeba			
P02	M02	n02	M01	n01	eta	kap	ný	alpha	beta	alpha	beta	mPe	mPHÚ
(kW)	(N.m)	(1/min)	(kW)	(N.m)	(1/min)							(g/kW.h)	
20.33	177.4	1094.6	25.20	94.3	2550.0	0.808	1.880	0.429	84.8	14.4	14.4	270.0	334.2
"O":n0,M0													
Hnací ústrojí se spalovacím motorem ŠKODA Š 781.136 a s hydrostatickým převodem SAUER SPV20/SMV22													
HsP - výkonové parametry		SM - výkonové parametry		HsP - přenosové poměry		HÚ - řídicí parametry				specifická spotřeba			
P2	M2	n2	P1	M1	n1	eta	kap	ný	alpha	beta	alpha	beta	mPe
ZMĚNY													mPHÚ
P2 = cca 14 kW		P1 = cca 17 kW		eta		alpha		beta		alpha		beta	
13.80 120.1 1095.0		17.00 70.8 2300.0		0.807		0.476		14.4		0.697		0.675	
14.0 120.0 1118.0		16.90 80.7 2000.0		0.832		1.487		18.0		0.691		0.671	
13.900 177.1 750.0		17.00 70.5 2300.0		0.819		2.512		44.0		10.8		0.684	
14.334 122.8 1114.6		17.00 87.6 1850.0		0.844		1.402		60.0		17.3		0.698	
C: OPTIM.												260.0	

Pozn.: M - točivý moment na hřídeli v (Nm)
n - otáčky hřídele v (1/min)
eta (η) - účinnost hydrostatického převodu (P2/P1)
kap (κ) - momentový převodový poměr (M2/M1)
ný (ν) - kinematický převodový poměr (n2/n1)
alpha (α) - nastavení škrtků klapky (proporc. úhel natočení)
beta (β) - nastavení převodníků (naklonění desky - st.)
mPe, mPHÚ - specifická spotřeba paliva (g/kW.h)

A: změna zatížení při konstantní výstupní rychlosti - otáčky n2 (cca 1100 1/min)
B: změna rychlosti při konstantním zatížení - moment M2 (cca 177 N.m)
C: minimální specifická spotřeba, změna při zachování výstupní rychlosti



Pracovní pole hnacího ústrojí (HÚ: spalovací motor, hydrogenerátor, hydromotor - specifická spotřeba paliva, účinnost)

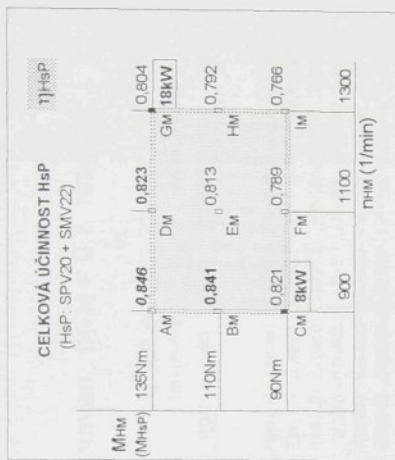
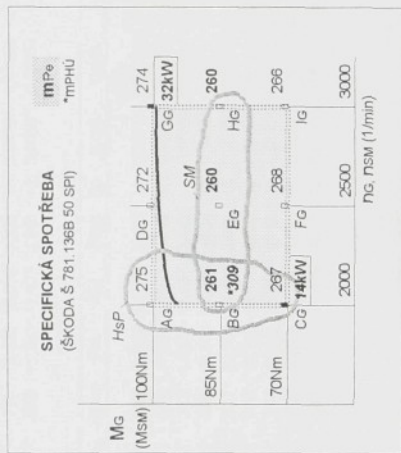
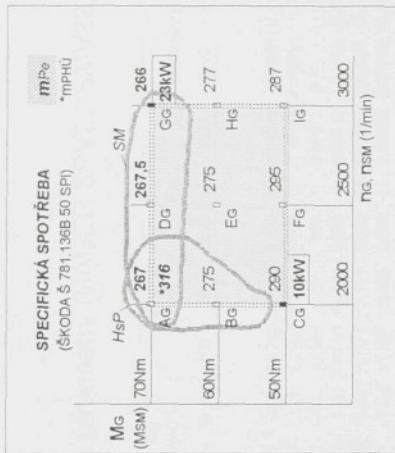
HsP - SAUER: SPV20/SMV22 ($\beta_G = \beta_M = 0,7$)									
nG	nM	MG	Mm	mPe	mPHÚ	η_{HsP}			
1/min	1/min	N.m	N.m	gkW/h	gkW/h		1		
A	2000	888,2	70,4	134,1	267	316	0,84603		
B	2000	897,4	59,2	111,0	275	327	0,84095		
C	2000	904,1	48,1	87,4	290	353	0,82071		
D	2500	1088,6	71,0	134,2	268	325	0,82278		
E	2500	1096,4	59,9	111,1	275	338	0,81352		
F	2500	1101,2	48,8	87,4	295	374	0,78840		
G	3000	1291,6	71,7	133,8	266	331	0,80358		
H	3000	1300,9	60,6	110,7	277	350	0,79201		
I	3000	1306,7	49,5	87,0	287	375	0,76559		

Příkon Pg: 10 - 23 kW, výkon Pm: 8 - 18 kW

HsP - SAUER: SPV20/SMV22 ($\beta_G = \beta_M = 1$)									
nG	nM	MG	Mm	mPe	mPHÚ	η_{HsP}			
1/min	1/min	N.m	N.m	gkW/h	gkW/h		1		
A	2000	888,3	100,4	189,5	275	325	0,84736		
B	2000	906,8	84,4	157,2	261	309	0,84443		
C	2000	912,9	68,4	124,4	267	322	0,82967		
D	2500	1106,8	101,2	189	272	329	0,82626		
E	2500	1116,4	85,2	156,7	260	317	0,82109		
F	2500	1123,1	69,3	124	268	333	0,80404		
G	3000	1333,1	101,8	187,8	274	334	0,81942		
H	3000	1347,6	86	155,6	260	320	0,81332		
I	3000	1358,5	70,1	123,0	266	335	0,79493		

Body A, D a G leží nad vnější charakteristikou motoru

Příkon Pg: 14 - 32 kW, výkon Pm: 12 - 26 kW



Pracovní pole hnacího ústrojí - základní parametry (SAUER SPV20/SMV22, nastavení $\beta_{G,M} = 0,7$, resp. 1)

Summa

OTÁČKY 1/min	MOMENT N m	NASTAVENÍ proprac. úhel	POMĚRY nm/hg Mm/M	SPECIF. SP. g/kW.h	VÝKON		TL MPa	ÚČINNOST				celého převodu			
					mP _e	mP _H		P _{Dis}	P _M	P _G	η _{OG}	η _{MG}	η _{HG}	η _{QM}	η _{HM}

kinem. silové

A	2000	888,2	70,4	134,1	0,45	0,7	0,444	1,905	267	316	14,743	12,473	2,270	18	0,96055	0,94896	0,91152	0,97193	0,95466	0,92815	0,93369	0,90621	0,84603
B	2000	897,4	59,2	111,0	0,4	0,7	0,449	1,874	275	327	12,404	10,431	1,973	15	0,96242	0,93664	0,90462	0,96002	0,94857	0,92962	0,94320	0,89159	0,84095
C	2000	904,1	48,1	87,4	0,36	0,7	0,452	1,816	290	363	10,063	8,275	1,808	12	0,96251	0,92510	0,89042	0,96728	0,93360	0,92172	0,95026	0,86367	0,82071
D	2500	1088,6	71,0	134,2	0,45	0,7	0,435	1,889	268	325	18,583	15,238	3,295	18	0,94110	0,94054	0,88514	0,97285	0,95569	0,92954	0,91535	0,89886	0,82278
E	2500	1096,4	59,9	111,1	0,4	0,7	0,439	1,855	275	338	15,674	12,751	2,923	15	0,94227	0,92081	0,87612	0,97838	0,94906	0,92855	0,92190	0,88244	0,81352
F	2500	1101,2	48,8	87,4	0,36	0,7	0,440	1,792	295	373,7	12,769	10,080	2,689	12	0,94158	0,91301	0,85967	0,98340	0,93376	0,91826	0,92594	0,85253	0,78940
G	3000	1291,6	71,7	133,8	0,45	0,7	0,431	1,866	266	331	22,515	18,063	4,422	18	0,93496	0,93305	0,87143	0,96798	0,95264	0,92214	0,90502	0,88791	0,80358
H	3000	1300,9	60,6	110,7	0,4	0,7	0,436	1,826	277	350	19,030	15,072	3,958	15	0,93793	0,91896	0,86192	0,97187	0,94548	0,91889	0,91155	0,86986	0,79201
I	3000	1306,7	49,5	87,0	0,36	0,7	0,436	1,758	287	375	15,553	11,907	3,646	12	0,93897	0,89656	0,84466	0,97509	0,92955	0,90639	0,91558	0,83619	0,76559

nG	nM	MG	MM	α	βG	βM	V	K	mPe	mPeH	PG	PM	PDis	δP	ηOG	ηMG	ηHG	ηQM	ηHM	ηQM	ηHM	ηHSP	ηHSP
A	2000	898,3	100,4	189,5	1,0	1	1	0,449	1,887	275	325	21,032	17,822	3,210	18	0,95718	0,95025	0,90956	0,96641	0,94445	0,93162	0,94417	0,89747
B	2000	905,8	84,4	157,2	0,55	1	1	0,453	1,862	261	309	17,671	14,922	2,749	15	0,96087	0,94253	0,90565	0,96188	0,94004	0,93241	0,95307	0,88602
C	2000	912,9	68,4	124,4	0,45	1	1	0,456	1,818	267	322	14,327	11,887	2,440	12	0,96302	0,92999	0,89560	0,96365	0,92977	0,92638	0,95951	0,86468
D	2500	1106,8	101,2	189	1,0	1	1	0,443	1,866	272	329	26,500	21,896	4,604	18	0,94617	0,94277	0,89202	0,96355	0,94178	0,92628	0,93060	0,88788
E	2500	1116,4	85,2	156,7	0,55	1	1	0,447	1,839	260	317	22,307	18,316	3,991	15	0,95110	0,93328	0,88764	0,96897	0,93724	0,92502	0,93870	0,87471
F	2500	1123,1	69,3	124	0,45	1	1	0,449	1,790	268	333	18,129	14,576	3,553	12	0,95443	0,91873	0,87686	0,98944	0,92674	0,91695	0,94435	0,85142
G	3000	1333,1	101,8	187,8	1,0	1	1	0,444	1,844	274	334	31,987	26,211	5,776	18	0,95725	0,93722	0,89715	0,97584	0,95997	0,91335	0,93412	0,87721
H	3000	1347,6	86	155,6	0,57	1	1	0,449	1,811	260	320	26,989	21,669	5,040	15	0,96592	0,92533	0,89379	0,97758	0,95083	0,90996	0,94427	0,86132
I	3000	1358,5	70,1	123,0	0,45	1	1	0,453	1,755	266	335	22,008	17,485	4,513	12	0,97293	0,90812	0,88354	0,97840	0,91952	0,89972	0,95192	0,83509

MM

Příloha RIP4.XLS

P IV-4

Pracovní cyklus hnacího ústrojí - základní parametry (model BOR vers model KIST)

SPV22/SMV23 MODEL BOR

OTÁČKY 1/min	MOMENT N m	MG	MM	NASTAVEN proroc. úhel		POHÉR n/mG		PŘÍKON - VÝKON		TL. MP	HYDROGENÁTORU				ÚČINNOST hydromotoru				CELÉHO PŘEVODU				čas (min)	teplota (°C)
				α	β	γ	δ	P _G	P _M	P _{DIS}	η_{QG}	η_{MG}	η_{HG}	η_{QM}	η_{HM}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}		

a	1000	766,2	120,6	131,8	1	1	0,766	1,093	12,628	10,578	2,050	10	0,98515	0,92419	0,91047	0,96069	0,92006	0,92005	0,98514	0,95031	0,83768	0,85031	0,5	25,29
b	1000	738,5	234,3	271,2	1	1	0,739	1,157	24,527	20,969	3,558	20	0,97013	0,95164	0,92322	0,97876	0,94612	0,92602	0,94652	0,90037	0,85492	0,85037	1	25,59
c	1000	689,8	349,8	410,2	1	1	0,69	1,173	36,628	29,623	7,005	30	0,94068	0,95587	0,89945	0,94246	0,95405	0,89916	0,88684	0,81195	0,80875	0,81195	2	27,57
d	1500	1097,2	122,2	131,2	1	1	0,732	1,074	19,164	15,074	4,120	10	0,94068	0,91201	0,86326	0,96390	0,95500	0,90974	0,94048	0,83504	0,78534	0,83504	3,5	29,10
e	1500	1076,5	236,4	270,4	1	1	0,718	1,144	37,130	30,472	6,668	20	0,93978	0,94293	0,88615	0,98181	0,94328	0,92612	0,92268	0,88945	0,82068	0,88945	4,5	30,56
f	1500	1029,4	352,8	408	1	1	0,686	1,156	55,404	43,974	11,430	30	0,91960	0,94789	0,87196	0,95919	0,94988	0,91025	0,88236	0,86562	0,79370	0,86562	5,5	33,03
g	2000	1435,5	124,6	129,2	1	1	0,718	1,037	26,089	19,424	6,665	10	0,94413	0,89463	0,87741	0,97741	0,90182	0,88145	0,92280	0,86080	0,77452	0,86080	6,5	35,46
h	2000	1400,9	239,1	267,7	1	1	0,701	1,12	50,077	39,265	10,812	20	0,92589	0,93219	0,86311	0,97263	0,93402	0,90845	0,90055	0,87068	0,78409	0,87068	7,5	37,76
i	2000	1334,1	355,4	404,2	1	1	0,667	1,137	74,412	56,458	17,564	30	0,89559	0,94102	0,84276	0,96761	0,94013	0,90028	0,85763	0,88488	0,75014	0,88488	8,5	41,62
j	2500	1874,9	126	126	1	1	0,75	1	32,977	24,737	8,24	10	0,96669	0,98473	0,89472	0,96426	0,87931	0,84788	0,86725	0,88145	0,77716	0,88145	9,5	45,04
k	2500	1850	239,2	263,7	1	1	0,74	1,102	62,606	51,064	11,521	20	0,96153	0,93207	0,92418	0,95658	0,92011	0,88292	0,85145	0,85761	0,81597	0,85761	10,5	46,04
l	2500	1714,4	352,8	399,8	1	1	0,686	1,133	92,336	71,759	20,577	30	0,93109	0,94793	0,88261	0,94692	0,92387	0,88051	0,88168	0,88145	0,77716	0,88145	11,5	51,62
m	600	91,2	13,6	47	0,2	1	0,152	3,456	0,856	0,449	0,407	4	0,96673	0,95453	0,65239	0,98066	0,81974	0,80405	0,97765	0,53654	0,52455	12,5	54,07	
n	600	91,2	13,6	47	0,2	1	0,152	3,456	0,856	0,449	0,407	4	0,96673	0,95453	0,65239	0,98066	0,81974	0,80405	0,97765	0,53654	0,52455	13	53,89	

POZNÁMKA: Simulovaný pracovní cyklus (model BOR) trvá cca 13 min, parametry podle tabulky. Konečná teplota cca 54 °C.

MODEL KIST

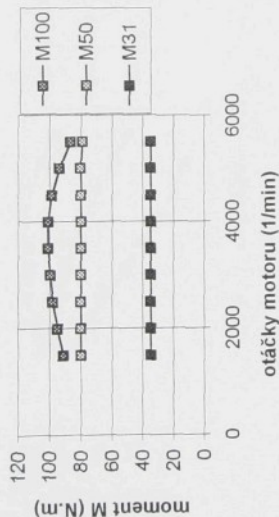
OTÁČKY 1/min	MOMENT N m	MG	MM	α	β	γ	δ	P _G	P _M	P _{DIS}	η_{QG}	η_{MG}	η_{HG}	η_{QM}	η_{HM}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}	η_{HSP}	čas (min)	teplota (°C)
-----------------	---------------	----	----	----------	---------	----------	----------	----------------	----------------	------------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	-----------------

a	1000	762,1	120,7	142,3	1	1	0,762	1,179	12,642	11,356	1,286	10	0,96908	0,9232	0,9214	0,96168	0,9631	0,9749	0,9798	0,91682	0,8983	0,5	25,18
b	1000	742,9	235,3	281,2	1	1	0,743	1,165	24,631	21,875	2,756	20	0,96688	0,94762	0,9435	0,9663	0,9612	0,9413	0,96515	0,9298	0,8881	1	25,37
c	1000	720,6	349,8	414,5	1	1	0,721	1,185	36,621	31,273	5,348	30	0,96278	0,95605	0,9492	0,93319	0,96413	0,8997	0,92645	0,92175	0,854	2,5	25,88
d	1500	1143	121,3	142,3	1	1	0,762	1,173	19,049	17,033	2,018	10	0,96606	0,91898	0,9154	0,96357	0,93017	0,9769	0,97969	0,9127	0,8942	3,5	27,88
e	1500	1114	235,4	281,5	1	1	0,743	1,196	36,975	32,834	4,141	20	0,96112	0,94688	0,9385	0,96352	0,98205	0,9462	0,95486	0,92568	0,888	3,5	29,10
f	1500	1081	349,6	415,5	1	1	0,721	1,19	54,902	47,015	7,887	30	0,9652	0,96666	0,9424	0,94017	0,96562	0,9087	0,92625	0,92453	0,8564	5,5	30,32
g	2000	1521	122,6	142,3	1	1	0,761	1,161	25,68	22,661	3,019	10	0,96332	0,96992	0,9029	0,96451	0,99277	0,9774	0,97793	0,90235	0,8824	6,5	31,76
h	2000	1480	236,6	281,4	1	1	0,716	1,189	48,537	43,587	5,95	20	0,96497	0,94235	0,9292	0,96562	0,98172	0,948	0,9511	0,92512	0,8799	7,5	35,91
i	2000	1431	350,5	415,6	1	1	0,716	1,186	73,365	62,277	11,118	30	0,97496	0,95404	0,9302	0,94361	0,96675	0,9122	0,91968	0,92332	0,8485	8,5	37,17
j	2500	1896	124,6	142,6	1	1	0,758	1,144	32,612	28,223	4,387	10	0,96987	0,98462	0,88555	0,96507	0,99206	0,97725	0,97509	0,89752	0,86541	9,5	37,17
k	2500	1837,2	238,4	281,2	1	1	0,735	1,179	62,369	54,068	8,331	20	0,96208	0,93513	0,91383	0,94666	0,96578	0,94819	0,94684	0,91707	0,86648	10,5	39,74
l	2500	1769	352,2	415,1	1	1	0,708	1,179	92,187	76,906	15,281	30	0,96208	0,94946	0,91344	0,94666	0,96578	0,94819	0,94684	0,91707	0,86648	11,5	41,82
m	600	91,143	13,521	57,106	0	1	0,152	4,224	0,849	0,545	0,304	4	0,96866	0,95652	0,65863	0,97784	0,99618	0,9741	0,97653	0,657	0,64158	12,5	43,74
n	600	91,143	13,521	57,106	0	1	0,152	4,224	0,849	0,545	0,304	4	0,96866	0,95652	0,65863	0,97784	0,99618	0,9741	0,97653	0,657	0,64158	13	43,65

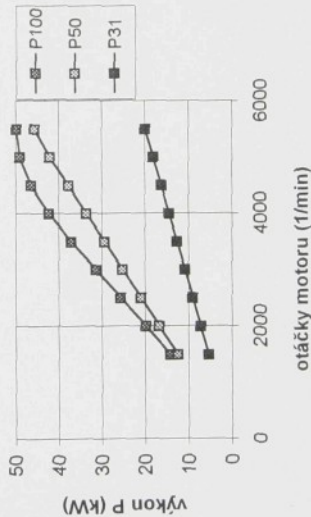
POZNÁMKA: Simulovaný pracovní cyklus (model KIST). Konečná teplota cca 44 a 1 C (proti BOR vyšší účinnost HSP, PDIS a HSP).
Přiloha RIPS.XLS
P. IV.5

Charakteristika motoru Š781.136B 50SP1

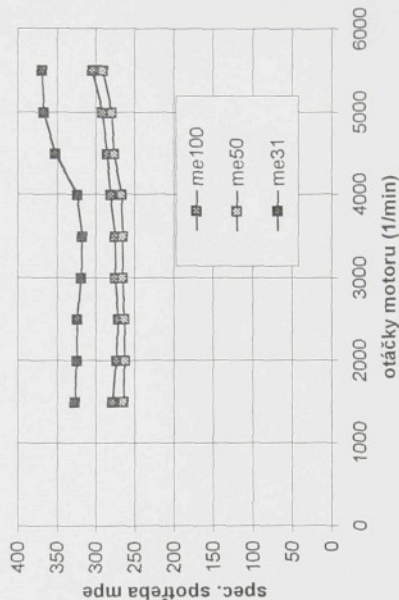
TOČIVÝ MOMENT



VÝKON MOTORU



SPECIFICKÁ SPOTŘEBA PALIVA mpe (g/kW.h)

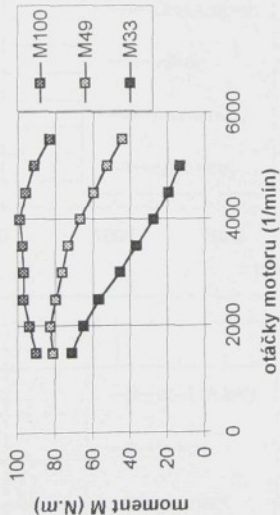


otáčky [1/min]	α100 (alfa100)			α50 (alfa 50)			α31 (alfa31)		
	M	P	mpe	M	P	mpe	M	P	mpe
1500	91,2	14,32	278,5	80,02	12,57	264,1	34,47	5,41	326,9
2000	94,92	19,88	273,1	80,02	16,76	262,5	34,57	7,24	324,6
2500	97,88	25,63	270,8	79,93	20,92	263,3	34,57	9,05	323,8
3000	96,5	31,26	274,2	79,93	25,11	264,8	34,47	10,83	318,6
3500	101,03	37,03	275,2	80,02	29,33	264,6	34,57	12,67	317,3
4000	100,94	42,28	281,2	80,02	33,52	266,7	34,57	14,48	323,9
4500	98,45	46,4	285,2	80,02	37,71	276,3	34,47	16,24	362,1
5000	93,58	49	291,4	80,21	42	279,5	34,47	18,05	366,8
5500	86,52	49,83	304,4	79,07	45,54	290,5	34,57	19,91	368,7

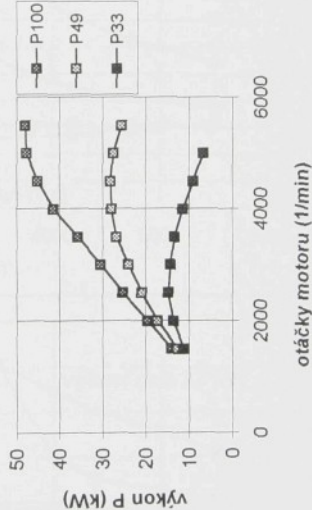
Nastavení škrt. klapky 100, 50 a 31, údaje dle výrobce: Š136B50sp1, č.m.: P00804

Charakteristika motoru Š781.136B

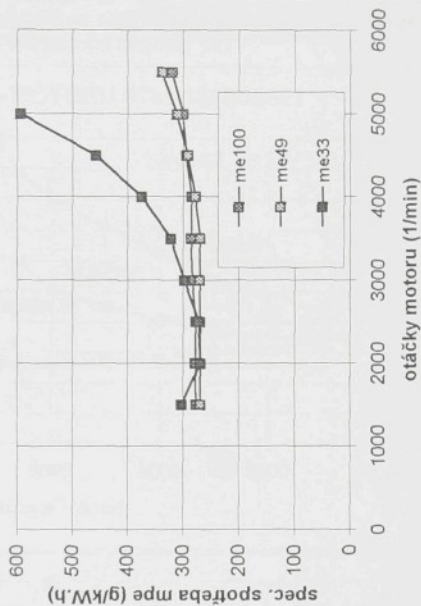
TOČIVÝ MOMENT



VÝKON MOTORU



SPECIFICKÁ SPOTŘEBA

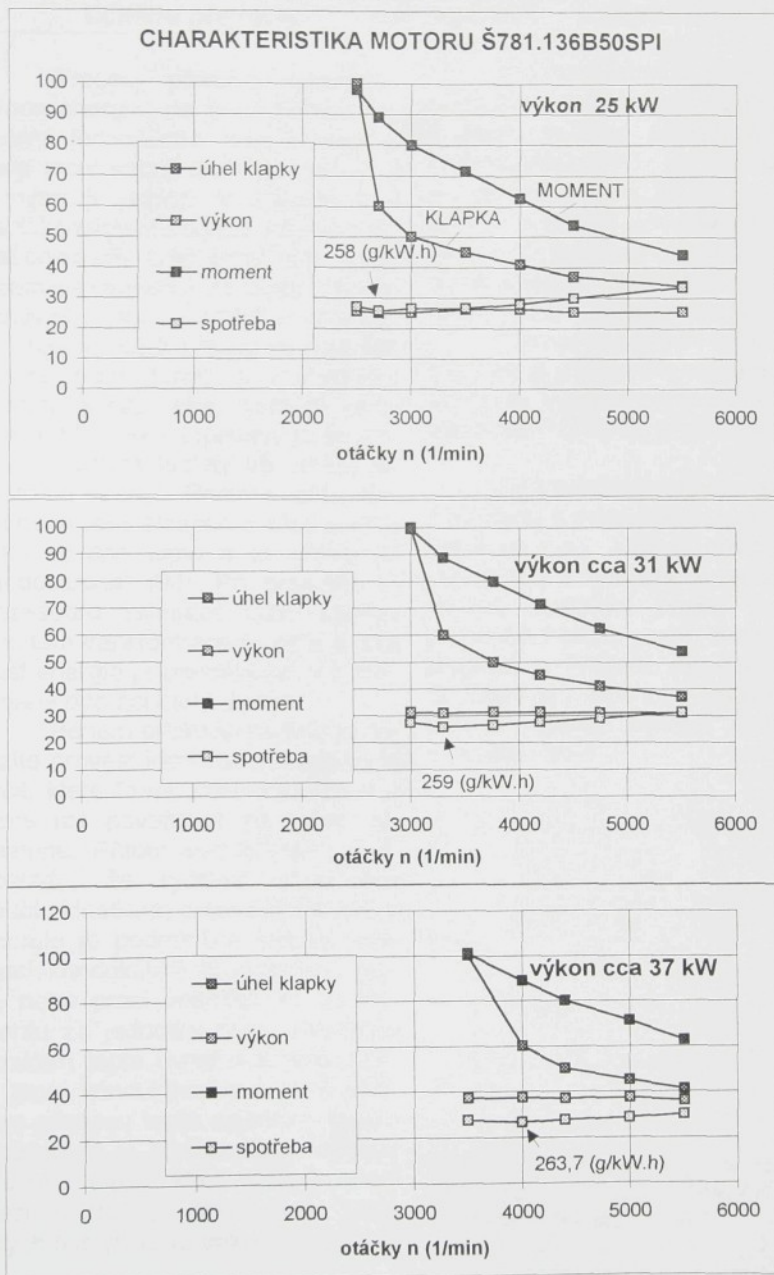


otáčky [1/min]	α100 (alfa100)			α49 (alfa 49)			α33 (alfa33)		
	M [N.m]	P [kW]	mpe [g/kW.h]	M [N.m]	P [kW]	mpe [g/kW.h]	M [N.m]	P [kW]	mpe [g/kW.h]
1500	89,8	14,1	275,9	81,1	12,7	268,6	71	11,2	302,4
2000	93,7	19,6	277,8	82,5	17,3	267,9	65,1	13,6	288,3
2500	96,7	25,3	276,8	79,7	20,9	268,7	56,3	14,8	271,9
3000	96,8	30,4	282,7	76,3	24	270,3	45,4	14,3	296,8
3500	97,5	35,7	284,9	73,2	26,8	269,3	36,5	13,4	321,6
4000	98,8	41,4	284,1	66,7	27,9	277,6	27,2	11,4	374,6
4500	95,7	45,1	293,6	59,6	28,1	291	19,2	9	457,7
5000	91,1	47,7	299,8	52,3	27,4	310,2	13	6,8	594,1
5500	83,2	47,9	319,2	44,3	25,5	337,8			

Nastavení škrt. klápy 100, 49 a 33, údaje dle výrobce: Š136B, č.m.:1856628

Charakteristika motoru

Charakteristika motoru pro tři výkonové hladiny, a to cca 25 kW, 31 kW a 37 kW. Uvede-
ny jsou hodnoty nastavení spalovacího motoru α_K (úhel klapky), výkonu P, momentu M
a specifické spotřeby paliva (mPe/10) s vyznačením minima.



V - 1 Tepelná bilance hydrostatického převodu.

Procesy přeměny a transformace energie, na první pohled poměrně jednoduché, jsou provázeny jevy, které snižují účinnost přenosu a komplikují provoz. V souvislosti s nedokonalou přeměnou, kdy dochází na odporech proti pohybu k nežádoucí transformaci, se často, ale nesprávně, mluví o ztrátách energie. Energie se však přeměnou neztrácí, pouze mění formy a modifikace. Podstatná část takto uvolněné energie se přemění v tepelnou (to se projeví nárůstem teploty ve směru teplotního spádu). Energie takto přeměněná tedy alespoň z části unikne jako sdílené teplo a je potom již „nedostupná“ /94/. Při přeměně je bezesporu zajímavé určit s jakým efektem transformace probíhá a jaká část energie je přeměněna ve formy k dané operaci nevyužitelné.

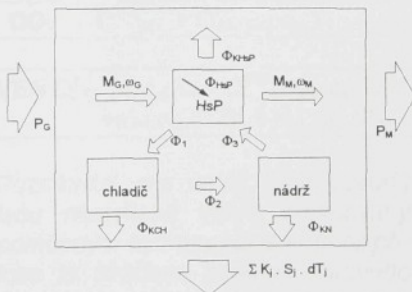
Během přípravy modelu je důležité provést identifikaci soustavy a určit, které formy jsou dominantní a které lze považovat za méně významné. Přitom vycházíme z předpokladu, že rychlost akumulace součtu kinetické, potenciální a vnitřní energie je podmíněna jednak existencí konduktivně přivedeného tepla, nebo prací vnitřních sil na elementu za jednotku času a konečně vznikem tepla uvnitř elementu /33/. V teorii konduktivního a konvektivního přenosu tepla vyjadřuje bilanci Fourierova - Kirchhoffova rovnice přenosu tepla, která udává relaci mezi rychlostí akumulace tepla a rychlostí přívodu tepla (tedy přívodem

konvektivním, molekulárním, disipativním a přívodem z vnitřních objemových zdrojů tepla).

Pro nestlačitelné kapaliny (při zanedbání mechanické a potenciální energie) můžeme předpokládat, že rychlost akumulace tepla v objemové jednotce ($\rho \cdot c_p \cdot \delta T / \delta t$) je rovna součtu rychlosti přivedeného tepla povrchem, rychlosti disipace mechanické energie v elementu a rychlosti vzniku tepla v objemovém elementu.

Bilance tepelných toků HsP je sledována především s cílem získat podklady pro stanovení optimálních parametrů chladičů, příp. i ohřivačů.

Hydrostatický převod sestává z hlavního a pomocného hydrostatického obvodu. Hlavní obvod tvoří převodníky a hydraulické (výkonové) vedení, pomocný obvod zajišťuje pomocné funkce (např. doplňování, proplach a chlazení, napájení obvodu řízení aj.). Bilanci výkonů HsP je možno vyjádřit pomocí schématu v obrázku V - 1.



Obr. V - 1 Bilance výkonů a tepelných toků v hydrostatickém převodu (HsP, chladič a nádrž).

Část V

Tepelná bilance

V obrázku je, pro názornost poněkud zjednodušeně, uveden tok výkonů uvnitř HsP (mechanický výkon samotným převodem, tepelný výkon převod - chladič - nádrž - okolí). Do soustavy vstupuje mechanický výkon (P_G) a ze soustavy vystupuje jednak mechanický výkon (P_M), ale také výkon tepelný (část tepla prostupuje mimo soustavu). Z toho vyplývá, že výkon P_G do soustavy přivedený není, identický s mechanickým výkonem P_M ze soustavy odvedeným. Zřejmě lze vyjádřit rozdíl mezi vstupem a výstupem a označit jej kupř. ΔP_{HsP} (nebo P_{DIS} jako v programu NEWBIL). Předpokládáme (i když s určitou nepřesností), že nevyužitý výkon ΔP_{HsP} představuje tepelný tok Φ_{HsP} , který jednak zvyšuje vnitřní energii soustavy (ohřev kapaliny, ohřev jednotlivých prvků - převodníků, vedení, nádrže), ale z části je odveden mimo soustavu (část tepla se odvede povrchem prvků do okolí), přitom zanedbáváme ostatní formy disipovaného výkonu - akustický výkon, vibrace ad, které však představují pouze zlomek disipovaného výkonu. Podle obr. V - 1 zřejmě můžeme napsat:

$$M_G \cdot \omega_G + \Phi_3 = M_M \cdot \omega_M + \Phi_{HsP} + \Phi_{KHsP} + \Phi_1$$

Nevyužitý výkon lze po zjednodušení vyjádřit následovně:

$\Delta P_{HsP} = P_G - P_M = P_{DIS} = \Sigma \Phi_{HsP}$ a tepelný tok ($\Sigma \Phi$) se rozdělí na část akumulovanou ($\Sigma c_i \cdot m_i \cdot \delta T / \delta t$) a část odvedenou ($\Sigma K_j \cdot S_j \cdot \Delta T_j$), kde c_i jsou tepelné kapacity hmot m_i souvisejících s přenosem energie, K_j jsou koeficienty prostupu tepla povrchů S_j jednotlivých komponent, δT_i jsou

přírůstky teploty při ohřevu a ΔT_j jsou rozdíly mezi teplotou součásti a teplotou okolí.

Na základě uvedeného vztahu bude bilance pro hydrogenerátor (příkon, výkon a tepelné toky) vyjádřena takto:

$$M_G \cdot \omega_G = Q \cdot \Delta p + \Sigma \Phi_{HG} + \Sigma c_{HG} \cdot m_{HG} \cdot \delta T_{HG} / \delta t + \Sigma K_{HG} \cdot S_{HG} \cdot \Delta T_{HG}$$

Podle obrázku V - 2 můžeme popsat bilanci hydrogenerátoru jako relaci mezi zdroji a propady výkonů, tedy mezi toky „do“ a „ven“ z hydrogenerátoru. Hydrogenerátor je s „okolím“ propojen prostřednictvím jednoho mechanického a pěti hydraulických kanálů (č. 3 - 7); vlastní HG je těleso o určité hmotnosti m_{HG} s teplosměnnou plochou S_{HG} .

$$\text{DO: } P_G^{DIS} + Q_{M \cdot \rho_{ol} \cdot C_{ol} \cdot T_3}^{OD} + Q_{G \cdot \rho_{ol} \cdot C_{ol} \cdot T_6}^{ICH} + Q_{G \cdot \rho_{ol} \cdot C_{ol} \cdot T_7}^I$$

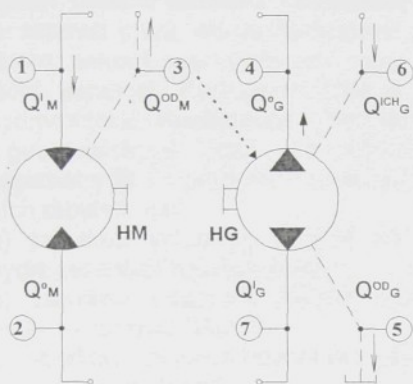
$$\text{VEN: } Q_{G \cdot \rho_{ol} \cdot C_{ol} \cdot T_4}^O + Q_{G \cdot \rho_{ol} \cdot C_{ol} \cdot T_5}^{OD} + m_{HG} \cdot c_{HG} \cdot \delta T / \delta t + K_{HG} \cdot S_{HG} \cdot \Delta T_{HG}$$

Pro hydromotor analogicky:

$$\text{DO: } P_M^{DIS} + Q_{M \cdot \rho_{ol} \cdot C_{ol} \cdot T_1}^I$$

$$\text{VEN: } Q_{M \cdot \rho_{ol} \cdot C_{ol} \cdot T_4}^O + Q_{M \cdot \rho_{ol} \cdot C_{ol} \cdot T_5}^{OD} + m_M \cdot c_M \cdot \delta T / \delta t + K_M \cdot S_M \cdot \Delta T_M$$

Poznámka: pro určité typy obvodů jsou nízkotlaké větve doplňovány pomocným hydrogenerátorem (v příloze je uvedeno schéma takového obvodu složeného z převodníků SAUER). Model potom musí respektovat konkrétní, komplikovanější zapojení a toky kapaliny.



Obr. V - 2 Schéma HsP s označením místa měření teploty (teploty T_1 - T_7) a objemového průtoku Q (m^3/s).

Pro převod potom platí, že součet disipovaného výkonu a tepelného výkonu přivedeného je roven součtu tepla odvedeného a akumulovaného.

$$DO: P_{HsP}^{DIS} + Q_{G.}^{ICH} \cdot \rho_{ol.} \cdot C_{ol.} \cdot T_6$$

$$VEN: Q_{G.}^{OD} \cdot \rho_{ol.} \cdot C_{ol.} \cdot T_5 + m_{G.} \cdot c_{G.} \cdot \delta T / \delta t + K_{G.} \cdot S_{G.} \cdot \Delta T_G$$

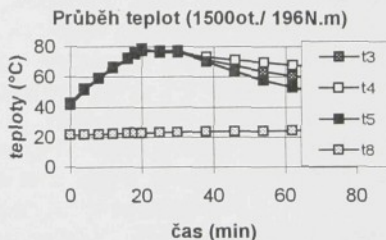
Vytvoření přesného (a k tomu i přiměřeně obecného) matematického modelu pro oteplování soustavy je úloha značně komplikovaná. Velkým problémem, jak již bylo připomenuto v části II, je stanovení účinností převodníků a disipovaného výkonu. Dalším zdrojem nepřesností jsou odhady součinitelů. Zejména součinitel prostupu tepla, který závisí na mnoha faktorech, ale podstatně na přestupu ze stěny do okolí, bývá udáván jako poměrně ši-

roký interval. Jeho hodnota závisí také na uspořádání (tloušťka stěny, obtékání povrchů - kupř. pro nádrž bez obtékání povrchu je udávána hodnota $7 - 10$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$), ale také $23 - 29$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) /53/ pro intenzivní obtékání).

V - 2 Simulační model NEWBIL

Na základě poznatků získaných mj. i z vlastních experimentálních prací na soustavě HsP (i tepelně izolované) viz /10/ a /64/ byl sestaven zjednodušený model, který byl podepřen předpokladem že:

- převodníky mají srovnatelnou teplotu, resp. odchylky teploty nejsou příliš velké (příloha P V-2,3 a 4),
- teplotní gradient - nárůst teploty ($\delta T / \delta t$) jednotlivých komponent (v ustáleném stavu) je srovnatelný (příloha P V-2 a 3). _



Obr. V - 3 Časový průběh oteplování Zatížený HsP - měřeno v místech 3, 4 a 5 (t_6 je teplota okolí), od 30. min nastává ochlazování.

Základem simulačního programu (NEWBIL) byl model pro stanovení účinností (polynomy ozn. KIST a BOR). Program umožňuje simulovat pracovní cyklus HsP (po intervalech kvazistatických režimů), který je

Část V

Tepelná bilance

zadán vstupní tabulkou. Ta obsahuje: interval (min), otáčky hydrogenerátoru, tlakový spád v obvodu, regulační parametr hydrogenerátoru a hydromotoru. Konfigurace převodu s geometrickými údaji a s dalšími parametry je uvedena formou vstupních tabulek, a to:

- tabulkou vstupních hodnot pro hydrogenerátor typu SAUER,
- tabulkou vstupních hodnot pro hydromotor typu SAUER,
- tabulkou vstupních hodnot pro vedení, nádrží a chladič.

Výstup je jednak grafický, jednak je možno pro požadovaný pracovní bod sestavit a vytisknout tabulku (pro zadaný čas). Ta obsahuje základní vstupní veličiny a výsledky řešení - dále je uveden příklad pro převod sestavený ze dvou regulačních převodníků typu SAUER. Pro výpočet byla použita procedura BOR:

* vstupní parametry

SPV22, SMV22

$\beta_G = 14,4$ (st.) $\beta_M = 18,00$ (st.)

$n_G = 2200$ (1/min)

$\Delta p = 30,00$ (MPa)

* výsledky řešení

čas = 3,0 min teplota = 32,63 st. C

$n_M = 1500,116$ (1/min)

$M_M = 312,909$ (N.m)

$M_G = 285,939$ (N.m)

$P_{HSP} = 49,146$ (kW)

$P_{DIS} = 16,717$ (kW)

hydromotor:

EQM (η_{QM})	= 0,95387
EMM (η_{MM})	= 0,93575
EHM (η_{HM})	= 0,89259

hydrostatický převod (bez vedení):

EQHSP (η_{HSP})	= 0,85234
EMHSP (η_{MHSP})	= 0,87546
EHSP (η_{HSP})	= 0,74619

V - 3 Poznatzky z laboratorních prací

Cílem experimentů bylo získat podklady pro stanovení oteplotacích křivek pro určená místa soustavy, a to i pro soustavu tepelně izolovanou. Pro tento účel byla použita měřicí ústředna (THERM 5200), která umožnila sběr a záznam dat v na-programovaných časových intervalech.

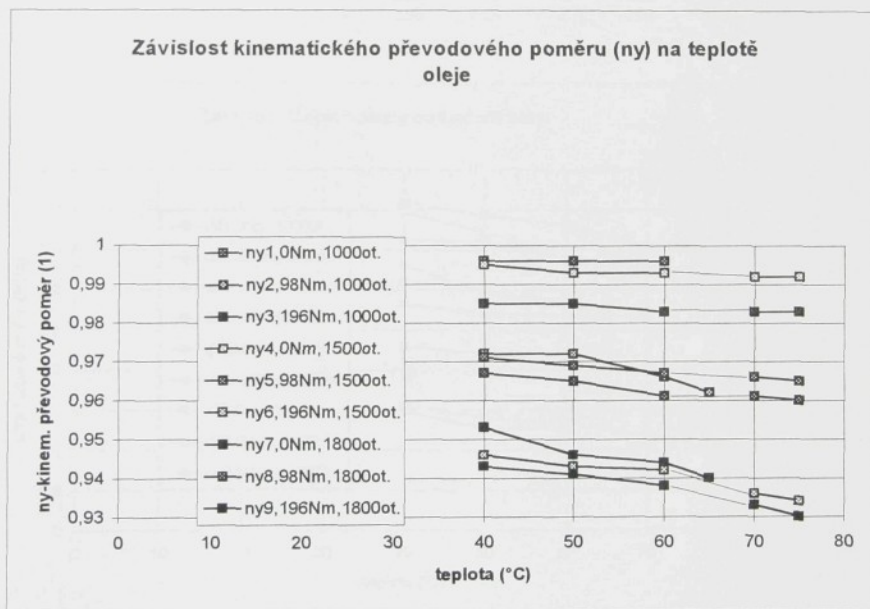
Ze souboru křivek vyplývá, že v „ustáleném stavu“ je rychlost ohřevu ve všech měřených místech prakticky stejná (to se předpokládá při tvorbě modelu). Při změně parametrů se však výrazně projeví vliv akumulátorů, které působí proti změně, ale také určité difference v teplotách jednotlivých komponent.

Setrvačnost dominantních kapacit (olej v nádrži, tělesa převodníků) mohou způsobit určité přelévání a skutečné křivky (oteplotování a ochlazování) jsou proti ideálním, které se často vyskytují v odborné literatuře, poněkud deformovány. Toto je zřejmé při ochlazování již stojícího převodu, kdy nedochází k přenosu hmoty (v obrázku V - 3 nastává ochlazování asi po 30 minutách provozu).

Kinematický převodový poměr
(vypočten z naměřených hodnot otáček)

Závislost kinematického převodového poměru ν (ny) na teplotě oleje

teplota (°C)	ny1	ny2	ny3	ny4	ny5	ny6	ny7	ny8	ny9
40	0,996	0,972	0,953	0,995	0,971	0,946	0,985	0,967	0,943
50	0,996	0,972	0,946	0,993	0,969	0,943	0,985	0,965	0,941
60	0,996	0,966	0,944	0,993	0,967	0,942	0,983	0,961	0,938
65		0,962	0,94						
70				0,992	0,966	0,936	0,983	0,961	0,933
75				0,992	0,965	0,934	0,983	0,96	0,93



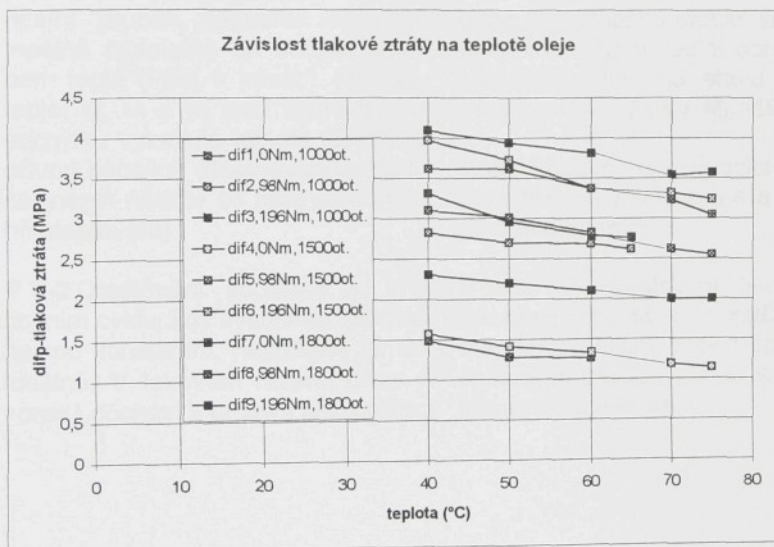
POZN.: Horní trojice křivek odpovídá nezátížené soustavě, prostřední a spodní trojice odpovídají soustavě zatížené momentem, a to $M_M \approx 100 \text{ N.m}$, resp. 200 N.m . Vliv teploty je výraznější u soustavy zatížené, přesto pokles ν je velmi malý - asi 1 - 2% při změně teploty o $35 \text{ (}^\circ\text{C)}$.

Tlaková ztráta hydromotoru

(vypočtena z naměřených hodnot tlaků a momentů)

Závislost tl. ztráty na teplotě a zatížení

teplota (°C)	dif1.p (MPa)	dif2.p (MPa)	dif3.p (MPa)	dif4.p (MPa)	dif5.p (MPa)	dif6.p (MPa)	dif7.p (MPa)	dif8.p (MPa)	dif9.p (MPa)
40	1,48	2,82	3,31	1,57	3,1	3,97	2,3	3,62	4,1
50	1,28	2,7	2,96	1,41	3,01	3,73	2,2	3,62	3,94
60	1,26	2,68	2,79	1,33	2,82	3,37	2,1	3,37	3,81
66		2,62	2,76						
70				1,18	2,62	3,32	2	3,23	3,54
75				1,14	2,55	3,24	2	3,04	3,57



POZN.: Charakter jednotlivých křivek potvrzuje velmi podobnou závislost tlakové ztráty (dif1 - dif9) na teplotě - pokles činí 0,4 - 0,5 MPa při nárůstu teploty o 35 (°C), což odpovídá 15 - 40% tlakové ztráty.

V - 4 Komentář k přílohám

V přílohách jsou uvedeny průběhy oteplování ve vybraných místech soustavy. Vnitřní teplotní stav soustavy charakterizují teploty t_1 - t_4 a t_7 . Styk HsP s okolím (doplňování a odpad) charakterizují teploty t_5 a t_6 .

P V-1 Oteplování závisí na výkonových veličinách a na parametrech soustavy; z grafu je vidět rozdíl mezi oteplováním soustavy při odlišných provozních podmínkách. Téměř lineární průběh odpovídá soustavě tepelně izolované se stálým přívodem tepla ($P_{DIS} = \text{konst.}$). Hodnoty teplot t_3 , t_4 a t_5 jsou velmi blízké, odchylku vykazuje teplota t_6 , což je přívod kapaliny (doplňování) z nádrže (náplň nádrže se také rovnoměrně oteplevala).

P V-2 Oteplování soustavy v pracovním cyklu, kdy výkonové veličiny nejsou konstantní, neprobíhá již tak ideálně. V takovém režimu ($P_{DIS} \neq \text{konst.}$) dochází k určitým anomáliím,

kteří jsou vyvolány přeléváním energie (přívodem tepla z teplejších prvků, kupř. z teplé nádrže do chladnoucího obvodu ap.). To je zřetelné při změně stavu (pokles zatížení ve 14. a 30. minutě), kdy některé teploty klesají a jiné ještě rostou.

P V-3 Průběh teplot soustavy v pracovním cyklu (definice mechanických veličin v jednotlivých intervalech).

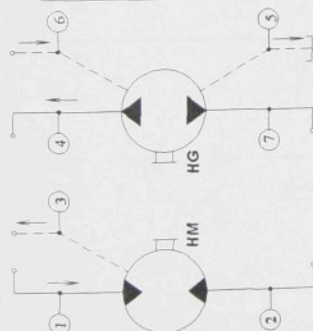
P V-4 Porovnání výsledků simulace (modely KIST a BOR) s naměřenými hodnotami v místě 4. Horní obrázek odpovídá průběhu oteplování HsP v pracovním cyklu. Dolní obrázek odpovídá ustálenému stavu (do 20. min): $n_G=1500 \text{ (min}^{-1}\text{)}$, $M_M=196 \text{ (N.m)}$.

P V-5 Soubor oteplovacích křivek (naměřeno v místech 3,4 a 5). Různé pracovní režimy.

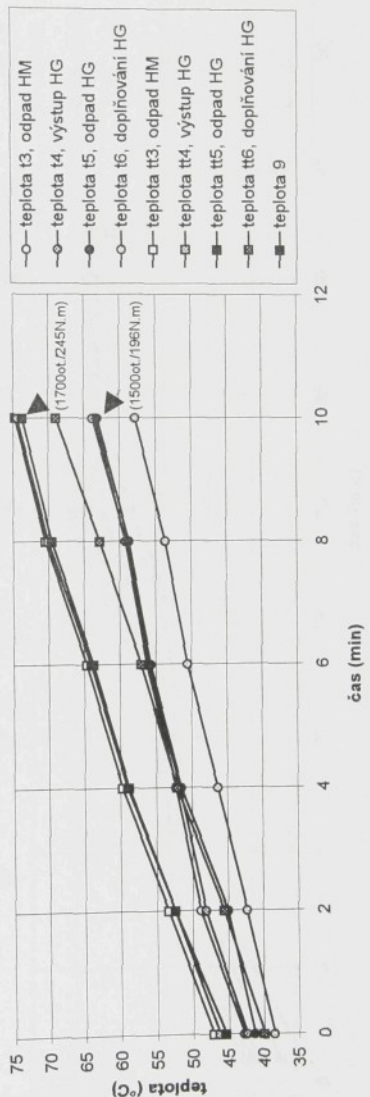
P V-5a Oteplování neizolované soustavy. Do 34. min zatížení momentem 100 N.m, poté odlehčení při snížených otáčkách a od 42. minuty je soustava v klidu.

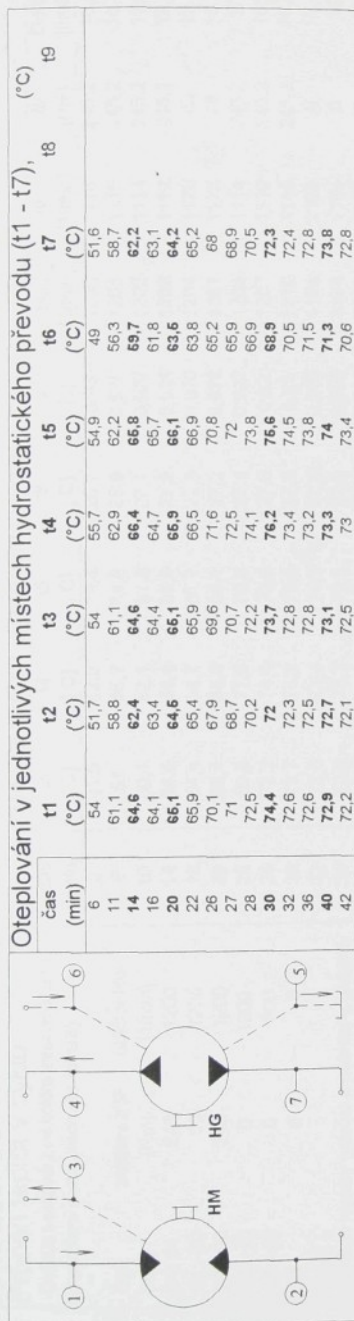
Oteplování v jednotlivých místech hydrostatického převodu (3, 4, 5 a 6)

STAV 1: n = 1500 (1/min), M = 196 (N.m)			STAV 2: n = 1700 (1/min), M = 245 (N.m)		
čas (min)	t3 (°C)	t4 (°C)	t5 (°C)	t6 (°C)	tt6 (°C)
0	42,8	42,4	41,3	38,5	39,9
2	48,8	48,1	45	42,3	45,4
4	52,2	51,7	51,5	46,3	52,4
6	56,2	56	55,7	50,5	58,8
8	59,2	59,1	58,7	53,6	63,7
10	63,5	63,8	63,1	57,8	68,9
10	63,5	63,8	63,1	57,8	68,9

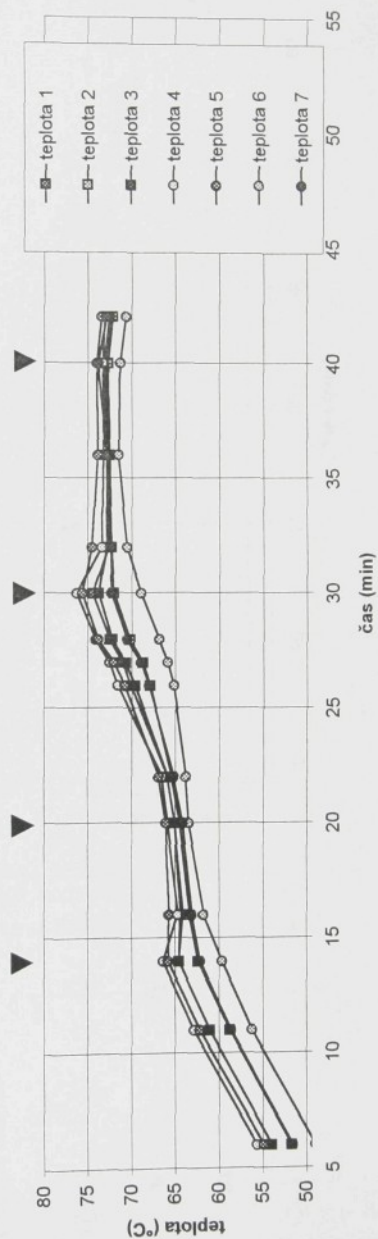


Teplota v jednotlivých místech (3, 4, 5 a 6 - izolovaná soustava)





Teplota v jednotlivých místech (prac. cyklus)



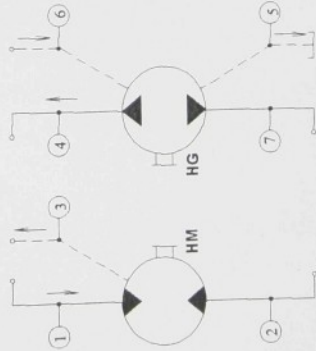
Průběh teplot v cyklu

Cyklus sestává z několika intervalů, a to při zatížení a otáčkách dle tabulky:

čas [min]	zatížení [Nm]	otáčky [1/min]
0 - 14	245	1200
14 - 20	50	1200
20 - 30	245	1200
30 - 40	0	1200
40 - 50	0	800
50 -	0	0

Změnu teploty (nárůst a pokles) v jednotlivých intervalech ukazuje tabulka a graf. Příložené schéma obsahuje měřící místa t1 až t7 (teplota t8 je teplota okolí).

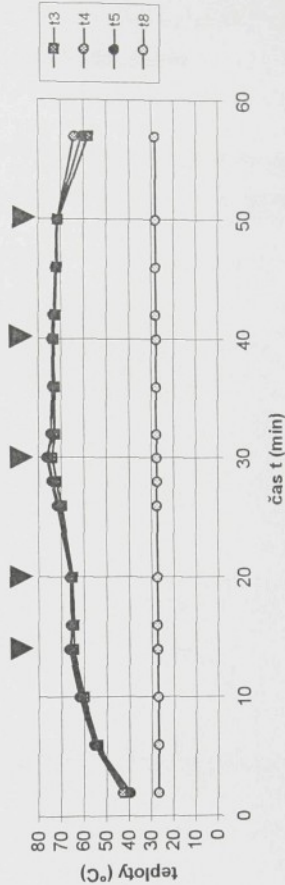
V tabulce je ještě uveden kinematický převodový poměr v (nm/ng) a průtok Qodp. v odpadní větvi HsP.



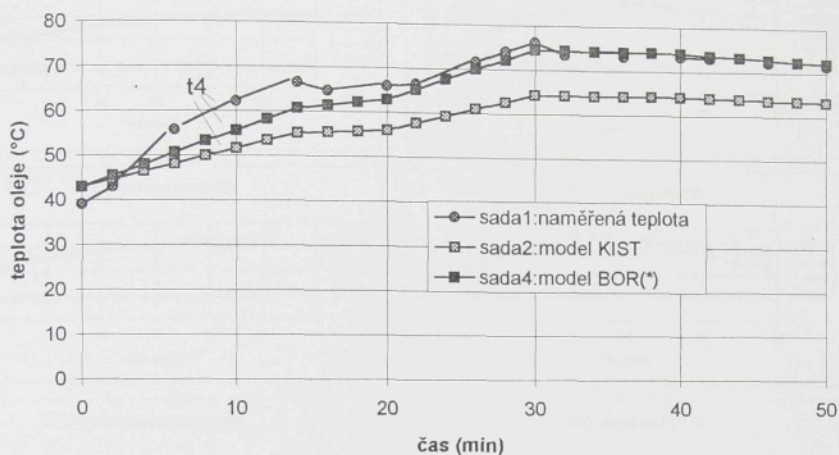
TABULKA TEPLOT - PRACOVNÍ CYKLUS

cas [min]	t3 [C]	t4 [C]	t5 [C]	t8 [C]	v [1]	ng [1/min]	nm [1/min]	M [Nm]	Qodp. [l/min]
2	41,5	42,9	39,4	26,7	0,93	1202	1118	245,2	18,6
6	54	55,7	54,9	26,9	0,926	1204	1115	245,2	18,3
10	60,1	62,1	61,3	27,1	0,927	1202	1114	245,2	17,9
14	64,6	66,4	65,8	27,2	0,921	1208	1112	245,2	17,4
16	64,4	64,7	65,7	27,3	0,979	1204	1179	49	17,1
20	65,1	65,9	66,1	27,2	0,978	1201	1175	49	16,9
26	69,6	71,6	70,8	27,4	0,922	1208	1114	245,2	17
28	72,2	74,1	73,8	27,5	0,92	1207	1110	245,2	16,7
30	73,7	76,2	75,6	27,5	0,91	1210	1106	245,2	16,6
32	72,8	73,4	74,5	27,6	0,995	1194	1188	0	16,2
36	72,8	73,2	73,8	27,6	0,996	1194	1189	0	16
40	73,1	73,3	74	27,7	0,994	1189	1182	0	16
42	72,5	73	73,4	27,8	0,991	797	790	0	9
46	71,7	72,3	72,2	27,8	0,984	801	788	0	9,1
50	71,2	71,5	71,6	28	0,98	802	786	0	9,1
57	57,8	63,9	60,7	28,2	0	0	0	0	0

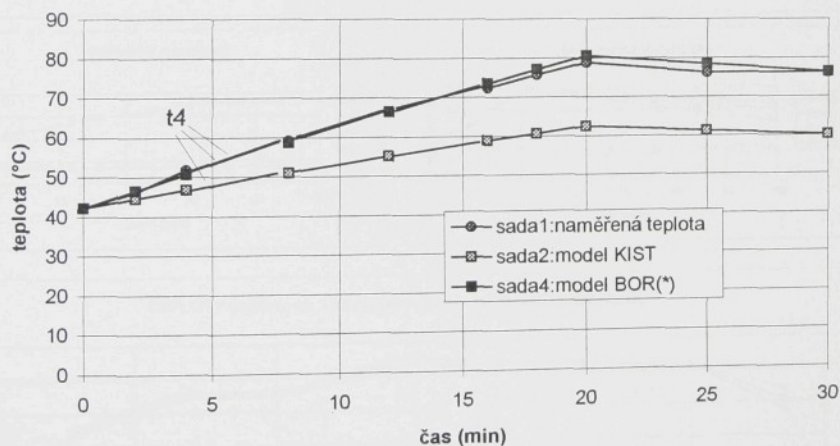
TEPLOTY



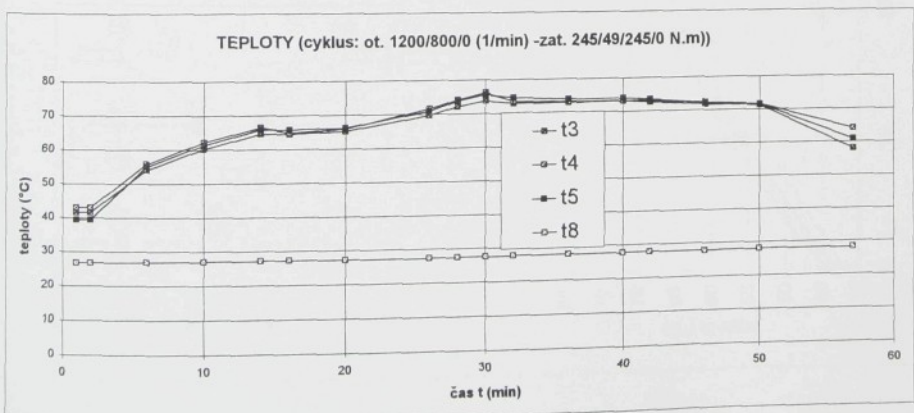
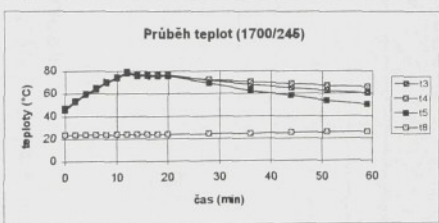
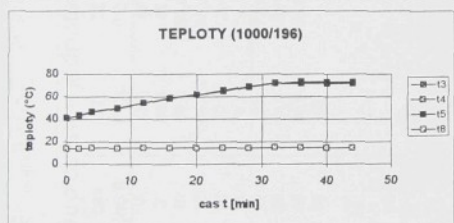
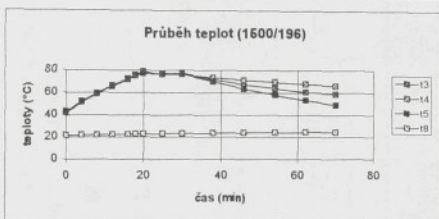
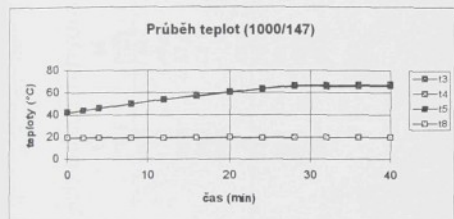
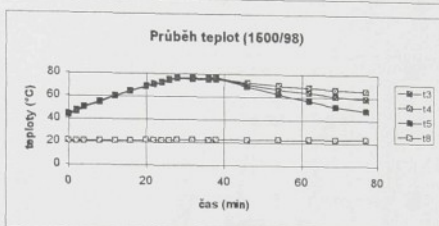
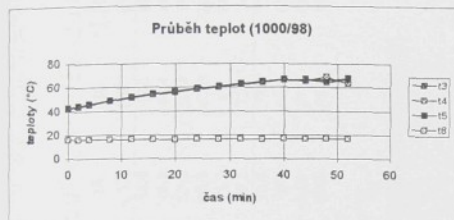
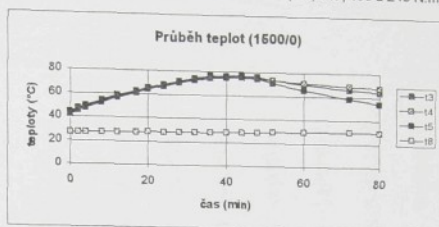
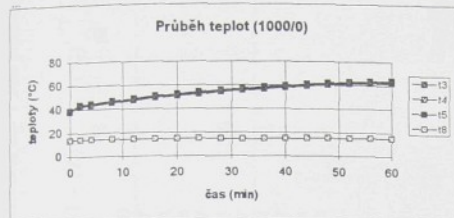
TEPLOTY (oteplování soustavy v pracovním cyklu)

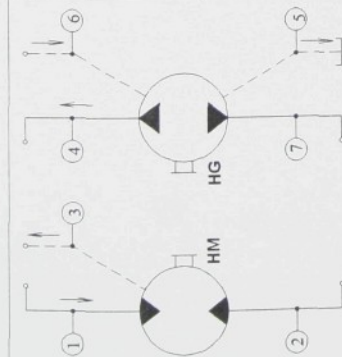


TEPLOTY V SOUSTAVĚ HsP (při 1500 ot./196 N.m)



Soubor křivek (cteplování HsP pro různé pracovní režimy - otáčky: 1000, 1500 a 1700 1/min, zatížení momentem: 0, 98, 147, 196 a 245 N.m)



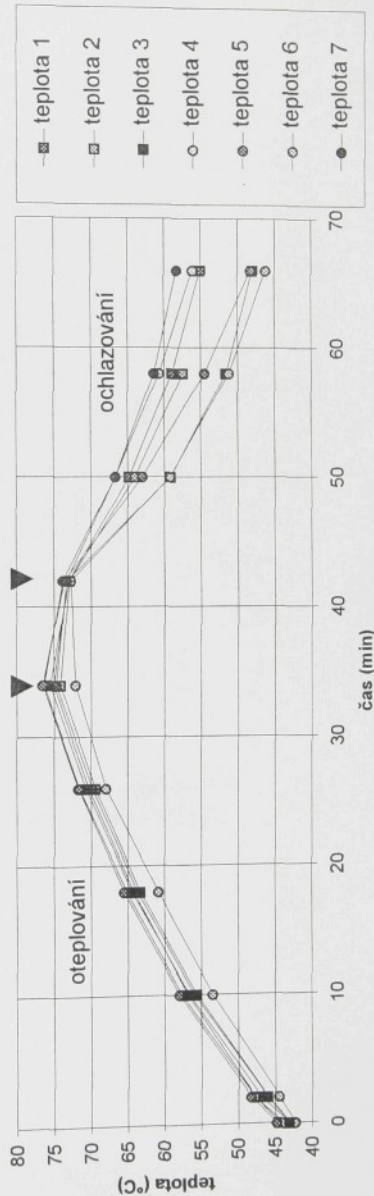


Oteplování v jednotlivých místech hydrostatického převodu ($t_1 - t_7$), (°C)

čas (min)	t1 (°C)	t2 (°C)	t3 (°C)	t4 (°C)	t5 (°C)	t6 (°C)	t7 (°C)	t8 (°C)	t9 (°C)
0	43,1	43	44,5	44	44,8	42,3	43,1		
2	46,9	46	47,7	47,8	48,2	44,4	46,1		
10	56,6	55,6	56,8	57,6	57,9	53,4	55,9		
18	64,4	63,3	64,2	65,1	65,5	60,8	63,7		
26	70,7	69,4	70,3	71,6	71,7	68	69,8	30	
34	75,5	74,1	75	76,3	76,5	72,1	74,7		
42	73	72,9	73,2	73,8	73,6	72,7	73,3		
50	64,8	64	59,1	66,7	63	59,2	66,7		
58	58,9	57,4	51,6	60,7	54,5	51,2	61,4		
66	56		48	56,1	48,2	46,2	58,2		

teplota vzduchu 30 (°C)

Teplota v jednotlivých místech (1500 1/min; 100 N.m)
neizolovaná soustava



Hydrostatický převod

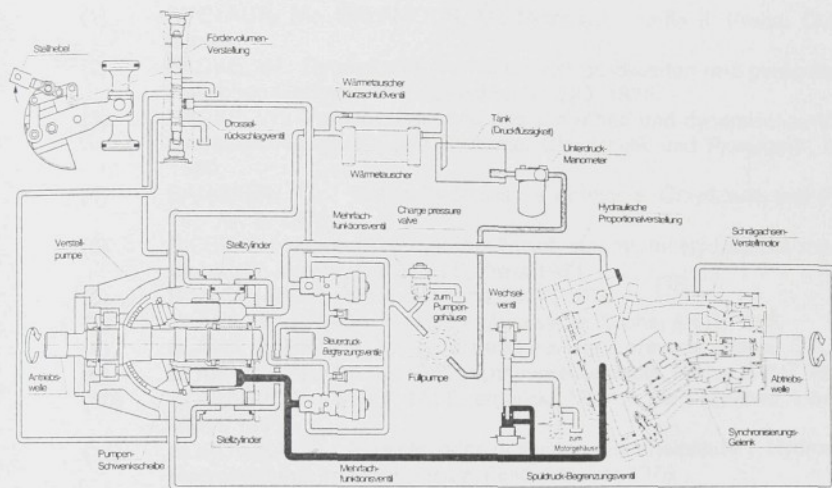


Schéma zapojení hydrostatického převodu s regulačním hydrogenerátorem (SAUER řady 90) a regulačním hydromotorem (SAUER řady 51)

Přehled literatury

- (1) APETAUR, M.- ŠALAMOUN, Č.: Motorová vozidla II. Praha, ČVUT 1979 a další,
- (2) BACKÉ, W.: Dynamische Verhalten von gestauerten und geregelten hydrostatischen Getriebe, VDI - Berichte, Nr. 228, 1975.
- (3) BACKÉ, W.: Vorasbestimmung des statischen und dynamischen Verhaltens hydraulischen geräte und Systeme. Ölhydraulik und Pneumatik, 24, Nr. 5, 1980.
- (4) BANGISTU, Ö.: Elektrohydraulische Antologie. Ölhydraulik und Pneumatik 14, Nr. 3, 1970.
- (5) BICEK, L.: Hydraulické systémy žacích strojov. In: Hydraulické mechanizmy mobilných strojov, DT ČSVTS, Žilina 1984
- (6) BISHOP, R E D.: Kmitání. Praha, SNTL 1978.
- (7) BLÁHA, J. - BRADA, K.: Hydraulické stroje. Praha, SNTL 1992.
- (8) BLÁHA, J., BRADA, K.: Hydrostatické stroje a převody. Praha, ČVUT 1985.
- (9) BLÁHA, J., BRADA, K.: Hydrodynamická čerpadla. Praha, ČVUT 1985.
- (10) BORUVKA, F. - MALÝ, M.: Energetická bilance HsP. /Zpráva/. Liberec, KSD VŠST 1991.
- (11) BOROWKA, G.: Rivalität oder optimales Nebeneinander? Hydrostatik und Hydrodynamik im Mobileinsatz. Fluid, Oktober 1975
- (12) BRADA, K. - BLÁHA, J.: Hydraulické stroje II, Převody. Praha, ČVUT 1980.
- (13) BRAUN, H.: FANU - Ein Programmsystem zur rechnerischen Simulation des nicht-linearen dynamischen Verhaltens von Nutzfahrzeugen. In: 20. Kongres FISITA, Vídeň 1984
- (14) CERHA, J.: Experimentální zařízení pro zjišťování kapacitních vlastností vedení hydraulických mechanismů. In: Sborník vědeckých prací VŠST. Liberec 1979.
- (15) CERHA, J.: Problematika stabilizace kapacitních vlastností kapaliny užitá v hydraulických mechanismech. In: II. mezinárodní konference VŠB. Ostrava 1980.
- (16) CERHA, J.: Příspěvek k problematice hydraulických mechanismů se střídavým proudem kapaliny jedno- a dvoufázových. / Kandidátská disertační práce / Liberec 1981.- VŠST. Fakulta strojní.
- (17) ČEPLA, M.: Výstupný prietok axiálneho piestového hydrostatického hydrogenerátora. Hydraulika 46, Alfa, Bratislava 1985.
- (18) ČERVINKA, O. a kol.: Pohonné jednotky, I. díl, Liberec, VŠST 1985.
- (19) ČERVINKA, O. a kol.: Pohonné jednotky, II. díl, Liberec, VŠST 1985.
- (20) DIEM, E.: Systematische und automatische Entwicklung von fahrdynamischen Simulationsmodellen. In: 20. kongres FISITA, Vídeň 1984.
- (21) DIVIŠ, Z.: Řídicí systém hydrostatického převodu. In: Převody v stavbě dopravných strojov a transportných zariadení. MASM, Stará Lesná 1991.
- (22) DIVIŠ, Z.: Diskrétní řídicí systém zemního stroje. In: Riadenie tekutinových systémov. VŠDS Žilina, 1996.
- (23) DRÁŽDIL, M.: Syntéza hydraulických mechanismů. Ostrava, DT ČSVTS 1976.

-
- (24) GOSTANIAN, E.: Hydrostatické prevodovky pre pohonný systém mobilných strojov. In: Hydraulické mechanizmy mobilných strojov, DT ČSVTS, Žilina 1984.
- (25) GOSTANIAN, E.: Kinematické pomery v regulačnom axiálno-piestovom prevodníku. Hydraulika XI/44, Alfa, Bratislava 1984.
- (26) GOSTANIAN, E.: Hydrostatické prevodovky pre pohonný systém mobilných strojov. Hydraulika 46, Alfa, Bratislava 1985.
- (27) HALL, A.: Application of Frequency Analysis Techniques to Hydraulic Control Systems. Transactions of the ASME 1954, č. 11
- (28) HANUŠ, B. - BALDA, M.: Základy technické kybernetiky - I. Část. Liberec-Praha, VŠST - ČVUT 1979, 1989.
- (29) HANUŠ, B. - BALÁTE, J. - ŠVARC, I. - ZIKEŠ, F.: Teorie automatického řízení I - I. Část. Liberec, VŠST 1982.
- (30) HANUŠ, B. - BALÁTE, J. - ŠVARC, I. - ZIKEŠ, F.: Teorie automatického řízení I - II. Část. Liberec, VŠST 1982.
- (31) HOPPE, L.: Electronic Control Systems for Improved Productivity. In: Industrial Vehicle Technology 94, Surrey, UK&International Press 1994, s. 44-45
- (32) HOWLETT, M.: An Overview of Electrical Control. In: Industrial Vehicle Technology 94, Surrey, UK&International Press 1994, s. 46 - 50.
- (33) HRDLÍČKA, L.: Přenos tepla a hmoty. Praha, ČVUT 1976.
- (34) IHRING, J.: Projektovanie hydraulických a pneumatických obvodov. Alfa, Bratislava 1979.
- (35) IHRING, J.: Výhody a nevýhody hydrostatických a elektrických pohonov včítane ich riadiacich obvodov. Hydraulika IX, č. 4, Alfa, Bratislava 1982.
- (36) IVANTYŠIN, J.: Matematický statický model rotačných hydrostatických prevodníkov a jeho využitie. In: Hydraulické mechanizmy mobilných strojov, DT ČSVTS, Žilina 1984.
- (37) JANTE, A.: Kraftfahrmechanik. B. G. Taubner Verlagsgesellschaft, Leipzig 1955.
- (38) JANDAČKA, J. - GABČO, L.: Automatizace, 10, 1994.
- (39) JANDAČKA, J.: Regulácia otáčok hydrostatického prevodu. In: Tekutinové mechanizmy 95. ČSS-TANGER, Olomouc 1995.
- (40) JANOŠKO, I.: Využitie celkových charakteristik motorov při konstrukcii informačných a riadiacich systémov. In: XXVII. Mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol.VUT Brno, 1996.
- (41) JULIŠ, K. - BREPTA, R. a kol.: Mechanika II. díl - dynamika. Praha, SNTL 1987.
- (42) KIREJCZYK, J.: Continously variable hydromechanical Transmission for commercial Vehicle by simulation Studies. In: 20. Kongres FISITA, Vídeň 1984.
- (43) KISTOČKIN, E. S.: Objemnye gidromechaničeskie peredači. Leningrad, Mašinostrojenie 1987.
- (44) KOPÁČEK, J.: Mehrmotoriger hydraulischer Antrieb von Arbeitsmaschinen. Ölhydraulik und Pneumatik 14, Nr. 6, 1970.
- (45) KOPÁČEK, J.: Gleichlauf hydrostatischen Mehrmotoren - Fahrtrieb. Antriebstechnik 13, Nr. 10, Krauskopf Verlag 1974.
- (46) KOPÁČEK, J.: Dynamische Eigenschaften hydraulischen Antriebe. Antriebstechnik 11, Nr. 10, Krauskopf Verlag 1972.
-

-
- (47) KOPÁČEK, J.: Optimierung des Übersetzungsverhältnisses im System Hydromotor-Getriebe-Arbeitsmaschine. Konstruktion 30, Nr. 12, Springer-Verlag 1978.
- (48) KOPÁČEK, J.: Problematika tlaku v hydrostatických systémech. Strojírenská výroba 27, č. 7, 1979.
- (49) KOPÁČEK, J.: Optimierung von hydraulischen Drehantrieben bei Arbeitsmaschinen. Konstruktion 34, Nr. 4, Springer-Verlag 1982.
- (50) KOPÁČEK, J.: Optimalizace rozkladu vstupního výkonu hydraulického mechanismu. In: Hydraulické mechanismy mobilních strojů, DT ČSVTS Žilina 1984.
- (51) Kopáček, J.: Hydrostatické převody pro motorová vozidla. Strojírenství, č. 3, 1974.
- (52) KOPÁČEK, J.: Pohony. Praha, ČVUT 1985.
- (53) KOPÁČEK, J.: Hydraulické převodové mechanismy. Praha, SNTL 1986.
- (54) KOREIS, J.: Optimální regulace výkonu hydrostatického pojezdového mechanismu. Hydraulika, VII, č. 1-2, Alfa, Bratislava 1980.
- (55) KOREIS, J.: Hydrostatické mechanismy v stavbě dopravních strojů pro zemní a stavební práce. /Kandidátská disertační práce/, Žilina 1980 - VŠDS. Fakulta strojírenská a elektrotechnická.
- (56) KOREIS, J.: Návrh hydrostatické převodovky pro pracovní stroje. Hydraulika VIII, č. 3, Alfa, Bratislava 1981.
- (57) KOREIS, J.: Možnosti použití orientovaných grafů k modelování hydraulických prvků a systémů. In: Současné teoretické problémy a potřeba praxe v hydraulice. DT Ostrava 1993.
- (58) KRCHNÁR, J. - PACIGA, A. - PRIKKEL, K.: Príspevok k prepočtu účinnosti hydrostatického prevodu. Hydraulika VII, č. 3-4, Alfa, Bratislava 1980.
- (59) KROONENBERG, H.: Anlauf - und Bremsvorgänge von Hydromotoren. Ölhydraulik und Pneumatik 11, Nr. 5, 1967.
- (60) KUROYANAGI, J. - TOSHIHIRO, H.: Electronic Control of Automobil Powertrain. In: 20. Kongres FISITA, Vídeň 1984.
- (61) LABUDA, R.: Overenie počítačového modelu SM na fyzikálnom modeli mobilného pracovného stroja. In: XXVII. Mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol. VUT Brno, 1996.
- (62) MÁLIK, L.: Matematický model hydromechanickej prevodovky. In: Prevody v stavbe dopravných strojů a transportných zariadení.. MAMS, Stará Lesná 1991.
- (63) MALÝ, M.: Identifikace parametrů a dynamických vlastností hydrostatického převodu. /Kandidátská disertační práce/, Praha 1986 - ČVUT, Fakulta strojírenského inženýrství.
- (64) MALÝ, M.: Přenos energie a energetická bilance HsP. /Zpráva/, Liberec, KSD VŠST 1991.
- (65) MALÝ, M. - ŠOLTA, R.: Laboratorní model hydrostatického převodu. In: Tekutinové mechanismy 95. ČSS-TANGER, Olomouc 1995.
- (66) MALÝ, M. - ŠOLTA, R.: Využití charakteristiky spalovacího motoru pro řízení parametrů HsP. In: Riadenie tekutinových systémů. VŠDS Žilina, 1996.
- (67) MIŠÍK, A. - KLEINEDLER, P.: Hydrostatické pohony podvozka s automatickou regulací výkonu pre samohybné zberacie rezačky. Hydraulika XI, č. 44, Alfa, Bratislava 1984.

-
- (68) MORKUS, J.: Spektra zatížení hnacího ústrojí motorových vozidel. In: Prevody v stavbě dopravných strojů a transportních zařízení. MASM, Stará Lesná 1991.
- (69) NEJŠL, J.: Tepelná bilancia hydraulických obvodů. Hydraulika VIII, č. 3, Alfa, Bratislava 1981.
- (70) NIEMANN, G.: Maschinenelemente, II. díl, Springer-Verlag, Berlin 1965.
- (71) NOSKIEVIČ, J.: Proudění v mezerách rotačních objemových čerpadel a motorů a jejich charakteristiky. RČSAV 74, sešit 3, Praha 1962.
- (72) NOSKIEVIČ, J.: Matematický model hydrostatických čerpadel s nezaplňením pracovního prostoru. In: Mezinárodní vědecká konference. Ostrava, VŠB TU 1995.
- (73) ONDRÁČEK, E. - JANÍČEK, P.: Výpočtové modely v technické praxi. Praha, SNTL 1990.
- (74) PACIGA, A. - IVANTYŠIN, J.: Tekutinové mechanismy. Bratislava/Praha, Alfa/SNTL 1985.
- (75) PACIGA, A. - MAURIC, J.: Pohony a přenosy. Hydraulické pohony a přenosy energie, skripta SVŠT, Bratislava 1982.
- (76) PEŇÁZ, V.: Zásady stavby matematicko-fyzikálních modelů hydraulických soustav. Hydraulika X, č. 43, Alfa, Bratislava 1983.
- (77) PÍŠTĚK, V.: Aplikovaná mechanika. Praha, SNTL 1984.
- (78) PIVOŇKA, J. A kol.: Příručka hydraulických pohonů. Praha, SNTL 1976.
- (79) PIVOŇKA, J. A kol.: Tekutinové mechanismy. Praha, SNTL 1986.
- (80) PRIKKEK, K. - KRCHNÁR, J. - GULÁŠ, F. - SZABÓ, M.: Aplikácia štatistických metód na identifikáciu hydraulických systémov mobilných strojov. In: Hydraulické mechanismy mobilných strojov, DT ČSVTS, Žilina 1984.
- (81) PRIKKEK, K. - SZABÓ, M.: Číslíková simulácia nelineárneho matematického modelu rotačného hydromotoru při tlakovom riadení. Hydraulika č. 46, Alfa, Bratislava 1985.
- (82) PROKEŠ, J. - VOSTROVSKÝ, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy. Praha, SNTL 1988.
- (83) PROKEŠ, J.: Přenos energie. In: Teoretické problémy přenosu energie v tekutinových mechanismech, DT ČSVTS, Ostrava 1984.
- (84) REINHOLD, M.: Dynamické jevy při přenosu energie. In: Teoretické problémy přenosu energie v tekutinových mechanismech, DT ČSVTS, Ostrava 1984.
- (85) SAZIMA, M. - KMONÍČEK, V. - SCHNELLER, J. A kol.: Teplo. Praha, SNTL 1989.
- (86) SIVÁK, V.: Dynamická analýza vícemotorového hydraulického pohonu s výkonovou regulací. In: 10. Konference o tekutinových mechanismech, ČSVTS, Brno 1982.
- (87) SIVÁK, V.: Matematicko-fyzikální modely složitých soustav s hydraulickým mechanismem a některé možnosti jejich řešení. Hydraulika X, č. 43, Alfa, Bratislava 1983.
- (88) SHUGART, R.: The benefits of integrating fuel control and powertrain protection. In: Industrial Vehicle Technology 94, Surrey, UK&International Press 1995, s. 104 - 109.
- (89) ŠALAMOUN, Č.: Motorová vozidla IV. Praha, ČVUT 1978.
- (90) ŠALAMOUN, Č.: Motorová vozidla III. Praha, ČVUT 1984.
- (91) ŠESTÁK, J. - RIEGER, F.: Přenosové jevy I. Přenos impulsu a tepla. Praha, ČVUT 1983.
-

-
- (92) ŠTEFULA, J. - KRAMÁRIK, J.: Elektronický systém riadenia hydrostatického prevodu pracovných strojov. In: Hydraulické mechanizmy mobilných strojov, DT ČSVTS, Žilina 1984.
- (93) TALÁČKO, J.: Modelování přenosu energie. In: Teoretické problémy přenosu energie v tekutinových mechanizmech, DT ČSVTS, Ostrava 1984.
- (94) TESAŘ, V.: Mechanika tekutin pro 4-leté studijní obory. Praha, ČVUT 1986.
- (95) THOMA, J.: Hydrostatische Getriebe, Carl Hanser Verlag, München 1964.
- (96) THOMA, J.: Ölhydraulik, Carl Hanser Verlag, München 1970.
- (97) THOMA, J.: Perspektiven der Fluidtechnik, Technische Rundschau, Nr. 43-44, 1979.
- (98) ÚREDNÍČEK, Z.: Použití číslíkové simulace při návrhu hydraulických mechanismů. In: Hydraulické mechanizmy mobilných strojov, DT ČSVTS, Žilina 1984.
- (99) WEINGARTEN, F.: Die Entwicklung den hydrostatischen Energieübertragung im 19. und 20. Jahrhundert, Ölhydraulik und Pneumatik 26, Nr. 12, 1982.
- (100) WILSON, W E.: Positive displacement pumps and motors. London, Pitman 1950.
- (101) ZEMAN, V.: Maticová metoda výpočtu vlastních frekvencí a tvarů kmitů torsních lineárních soustav, Report č. 21, VŠSE Plzeň 1972.
- (102) ZÍTEK, P.: Simulace dynamických systémů. Praha, SNTL 1992.
- (103) ZYMÁK, V.: Přenosové matice hydraulického potrubí. Automatizace 13, č. 6, 1970.
- (104) ZYMÁK, V.: Vliv počátečních podmínek na přenosové matice hydraulického potrubí. Automatizace, 14, 1971, č. 8.
- (105) ZYMÁK, V.: Dynamika hydraulických systémů. Ostrava, VŠB 1981.
- (106) ZYMÁK, V.: Úloha teorie v dalším vývoji hydraulických mechanismů. In: Současné teoretické problémy a potřeby praxe v hydraulice. DT Ostrava, 1993.