

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra strojů průmyslové dopravy

Obor

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

KOLOVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ STROJE

**ANALÝZA VLASTNOSTÍ
HYDROSTATICKÉHO POHONU**

KSD – 497

MICHAL CHRPA

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Miroslav Malý, Csc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Huu Hai Ho

Ing. Pavel Brabec

Ing. Robert Voženílek

Rozsah práce:

Počet stran: 61

Počet obrázků: 22

Počet tabulek: 22

Počet grafů: 16

Počet příloh: 4

Analýza vlastností hydrostatického pohonu

ANOTACE

Diplomová práce objasňuje problematiku vlastností hydrostatických pohonů při zástavbě v mobilních strojích. Hlavními cíli je porovnat chování hydromotorů axiálních (rychloběžných) a radiálních (pomaluběžných) při jejich zástavbě do mobilního stroje. Vlastnosti jednotlivých hydromotorů budou porovnány pomocí simulačním modelu, který bude vytvořen v prostředí Matlab Simulink.

Qualities analysis of hydrostatic drive

ANNOTATION

This thesis explains qualities analysis of hydrostatic drive in movable appliances. The main aim is to compare demeanour of fluid motors –axial (high-speed) and radial (slow-running) engines in movable appliances. Individual qualities of fluid motors will be compared trough the use of simulation model, which will be created in matlab simulink environment

Prohlášení o původnosti diplomové práce

Byl jsem seznámen tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. O právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL, v tom případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím použité literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Jablonec nad Nisou

29.12.2005

Michal Chrpa

Poděkování:

Na této stránce bych chtěl vyslovit poděkování především vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc. a dále všem konzultantům, kteří byli ochotni mi vždy zodpovědně poradit a zodpovědět mé dotazy k danému tématu, a to jmenovitě Ing. Huu Hai Ho a Ing. Robertu Voženílkovi.

Seznam použitých zkratek a symbolů

atd.		a tak dále
b	[N.m.s.rad ⁻¹]	koeficient viskózního tlumení
c ₀	[m.s ⁻¹]	rychlost šíření zvuku v kapalině
C	[N ⁻¹ .m ⁵]	kapacita
D _M	[m ³ .rad ⁻¹]	konstanta motoru
f	[Hz]	frekvence
G	[N ⁻¹ .m ⁵ .s ⁻¹]	svodová propustnost
HG		hydrogenerátor
HM		hydromotor
J	[kg.m ²]	hmotnostní moment setrvačnosti
K	[N.m ⁻²]	modul objemové pružnosti
Ke, k	[Pa]	efektivní, modul objemové pružnosti
l	[m ²]	délka potrubí
L, H	[N.m ⁻⁵ .s ⁻²]	idukčnost
m	[kg]	hmotnost
M	[N.m]	moment
n	[min ⁻¹]	otáčky
p	[Pa, MPa]	tlak
Δp	[Pa, MPa]	tlakový spád
P	[W, kW]	výkon
Q	[dm ³ .min ⁻¹]	průtok
r	[m ³]	poloměr kola
R	[N.m ⁻⁵ .s]	hydraulický odpor
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plocha potrubí
tj.		to je
t, τ	[s]	čas
t	[°C]	teplota
V	[m ³ , dm ³]	objem
β	[-]	regulační parametr
η	[-]	účinnost
ρ	[kg.m ⁻³]	měrná hmotnost
φ	[rad]	pootočení hřídele
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost motoru

Osnova

1.0 ÚVOD	9
2.0 VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ HNACÍCH ÚSTROJÍ.....	10
2.1 Všeobecné znaky HÚ	10
2.1.1 Základní parametry hydrostatických převodových mechanismů	11
2.2 Varianty HÚ mobilních strojů	11
2.2.1 Hydromotor umístěný v kole.....	11
2.2.2 Kompaktní hydrostatické nápravy.....	13
3.0 VLASTNOSTI HYDROSTATICKÝCH PŘEVODNÍKŮ.....	14
3.1 Odpory působící proti přenosu energie.....	15
3.1.1 Odpor proti zrychlení	15
3.1.2 Odpor proti pohybu	16
3.1.3 Odpor proti deformaci	17
3.2 Charakteristiky hydrostatických převodníků	17
3.2.1 Hydrogenerátory – statické charakteristiky.....	17
3.2.2 Hydrogenerátory – dynamické charakteristiky.....	18
3.2.3 Hydromotory – statické charakteristiky	19
3.2.4 Hydromotory – dynamické charakteristiky	20
3.2.5 Statické charakteristiky vedení.....	21
3.2.6 Dynamické charakteristiky vedení	21
3.2.7 Společné charakteristiky	21
3.3 Účinnost převodníků	22
4.0 TVORBA SIMULAČNÍHO MODELU HSP	23
4.1 Popis chování hydraulických prvků	23
4.2 Popis statického chování hydromotoru	25
4.3 Popis dynamického chování hydromotoru.....	27
4.4 Simulační model.....	29
4.5 Buzení systému.....	32
5.0 VOLBA HYDROMOTORŮ	33
5.1 Specifikace mobilního stroje.....	33
5.2 Výběr radiálních hydromotorů	34
5.2.1 Výpočet potřebných parametrů při jízdě do svahu	34
5.2.2 Výpočet potřebných parametrů při jízdě po rovině	36

5.3 Výběr axiálních hydromotorů	37
5.3.1 Výpočet potřebných parametrů při jízdě do svahu	37
5.3.2 Výpočet potřebných parametrů při jízdě po rovině	38
5.4 Vedení	39
 6.0 VLASTNÍ SIMULACE	 41
6.1 Parametry pro vlastní simulaci	43
6.2 Grafy a tabulky simulací hydrostatického obvodu	47
6.2.1 Výsledky simulace pro ověření správnosti simulačního modelu.	47
6.2.2 Zhodnocení simulačního modelu.....	50
6.3 Grafy a tabulky simulací variantního řešení 1	50
6.3.1 Rozbor grafů (výsledků).....	57
 7.0 ZÁVĚR.....	 59
Literatura	60
Seznam příloh	61

1.0 Úvod

Hydraulické mechanismy jsou významným kompletačním oborem a jsou využívány v konstrukci nejrůznějších strojů a výrobních zařízení. Rostoucí požadavky na výstupní parametry strojů ukázaly, že některým z nich lze vyhovět zejména aplikací hydraulických mechanismů, resp. díky vlastnostem těchto mechanismů, mezi které patří zejména:

- snadný rozvod tlakové energie,
- plynulé i stupňovité řízení výstupních parametrů (kinematických i silových),
- možnost dosažení velkých převodů,
- možnost elektronického, resp. programového řízení,
- sestavování obvodu ze standardizovaných a typizovaných zařízení,
- jednoduchá ochrana před přetížením.

K nevýhodám hydraulických mechanismů patří:

- choulostivost na nečistoty,
- citlivost na změnu teploty,
- relativně nižší účinnost oproti převodům mechanickým.

Kromě toho jim je z provozního hlediska vytýkána netěsnost a nepříjemný vliv úniku pracovní kapaliny a tedy vliv na životní prostředí. V některých případech, zejména při vysokých zatížení, je jim dále vytýkána hlučnost, i když je srovnatelná s mechanickými převodovkami, spalovacími motory či elektromotory.

Vyjmenované vlastnosti, předurčují použití hydraulických mechanismů v různých oborech lidské činnosti. Existují aplikace, u nichž je použití hydraulických mechanismů nenahraditelné, a to i přes rozvoj a zdokonalování jiných druhů mechanismů. Sem patří zejména tvářecí stroje, autojeřáby a mobilní pracovní stroje s aplikací hydraulických mechanismů k pojezdu i pracovním funkcím. Naopak u některých oborů aplikace s hydraulickými mechanismy ubývá. Je tomu např. u obráběcích strojů nebo manipulátorů, kde jsou nahrazovány elektromechanickými pohony.

V posledních deseti letech je možné zaznamenat v oboru hydraulických mechanismů zvýšenou aktivitu inovací. Moderní koncepce řízení hydraulických systémů s proporcionálně řízenými rozvaděči se uplatňuje především v mobilní hydraulice. Digitální elektronický systém odstraňuje dřívější nedostatky v ovládání pracovních pohybů mobilního stroje, které byly způsobeny nepřesností ručního ovládání pracovních pohybů. Mobilní hydraulika je již mnoho let nejrozšířenější aplikační oblastí hydraulických mechanismů, dosahující dnes asi 75% všech případů. Hydraulické mechanismy se dnes používají v různých stavebnicových variantách jednotlivých hydraulických prvků. Nejvíce se používají prvky hydrostatické.

Hydrostatický přenos energie probíhá na principu přímé přeměny mechanické energie na tlakovou energii kapaliny nebo tlakové energie kapaliny na energii mechanickou. K přímé přeměně energie mechanické na tlakovou dochází v převodnicích energie tj. v hydrogenerátorech a děje se tak prostřednictvím působení pístu na sloupec kapaliny. Opačným způsobem, tj. přímým působením tlaku sloupce kapaliny na píst v převodníku energie nazývaném hydromotor, dochází k přeměně tlakové energie na mechanickou. Protože se jedná o vzájemnou přeměnu mechanické a tlakové energie kapaliny, nazýváme tyto prvky hydrostatickými převodníky a spojením dvou funkčně opačných převodníků tvoří hydrostatický převod.

Důležitým prvkem k sestavení hydraulického obvodu jsou především hydrogenerátory a hydromotory. Tyto hydraulické prvky mají poměrně rozmanitý výrobní program a každý jednotlivý prvek hydraulického mechanismu má své specifické vlastnosti. Jednotlivé vlastnosti jsou velmi rozsáhle zkoumány tak, aby splňovaly funkčnost, kterou od nich požadujeme. Tato diplomová práce popisuje vlastnosti důležité pro správné zvolení vhodného prvku do hydraulického obvodu. Hlavními cíli je navržení jednoduchého simulačního modelu a posouzení vlastností jednotlivých hydromotorů, především variant s rychloběžnými (axiálními) a pomaloběžnými (radiálními) hydromotory. Bude se vycházet z volby hydraulických prvků, které budou použity pro hnací ústrojí mobilního stroje.

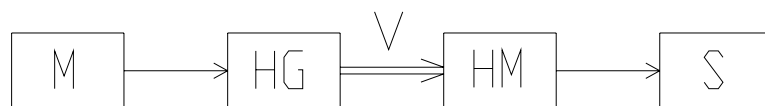
2.0 Varianty uspořádání hnacích ústrojí

2.1 Všeobecné znaky HÚ

Hnací ústrojí vozidel a mobilních pracovních strojů jsou energetické systémy různé konstrukce a provedení. Pro pohon mobilních strojů bývají nejčastěji použity hydraulické mechanismy, což jsou zařízení využívající kapaliny a jiné látky v tekutém stavu k přenosu energie a informací mezi hnacími a hnanými členy. Hydraulický převodový mechanismus je tedy účelná skladba jednoho či více generátorů a motorů, sloužící k dosažení požadovaného a řízeného přenosu energie a pohybové frekvence. Možnosti uspořádání jsou rozmanité, dají se rozdělit na dvě základní, a to: převody hydrostatické a převody hydrodynamické. Hydrostatické mechanismy využívají tlakovou energii kapaliny a podle pohybu výstupního členu může jít o mechanismy s rotačním pohybem nebo s přímočarým pohybem. Hydrodynamické mechanismy využívají k přenosu pohybové energie kapaliny.

Mezi pohony hydraulických mechanismů patří především spalovací motor nebo elektromotor. Spalovací motor může být jak zážehový, tak i vznětový. Druh elektromotoru je také volen podle parametrů a charakteristik, které požadujeme na jeho výstupu.

Mnohostranné využití hydrostatického přenosu energie v různých strojích a zařízeních se vyznačuje značnou rozmanitostí skladby převodového mechanismu, která je určována konstrukcí daného stroje a technologií jeho pracovního procesu. Hydrostatický převodový mechanismus bývá také často kombinován s mechanismy tuhými (ozubená kola, řetězové a řemenové převody), elektrickými, pneumatickými a hydrodynamickými. Hydrostatický převod, jako transformátor mechanické energie, je tedy sestaven z převodníků, minimálně z hydrogenerátoru a hydromotoru. Častěji je však pohon konstruován jako vícemotorový. Přenos energie v hydrostatickém mechanismu se uskutečňuje převodem mechanické energie z hnacího motoru (nejčastěji spalovací motor) na hydraulickou v hydrogenerátoru, dále přenosem hydraulické energie vedením od HG k HM a převodem hydraulické energie v hydromotoru opět na energii mechanickou k pohonu stroje.



Obr. 1 Schéma přenosu energie v hydrostatickém systému.

M – hnací motor, HG – hydrogenerátor, V – vedení, HM – hydromotor, S – hnaný stroj

2.1.1 Základní parametry hydrostatických převodových mechanismů

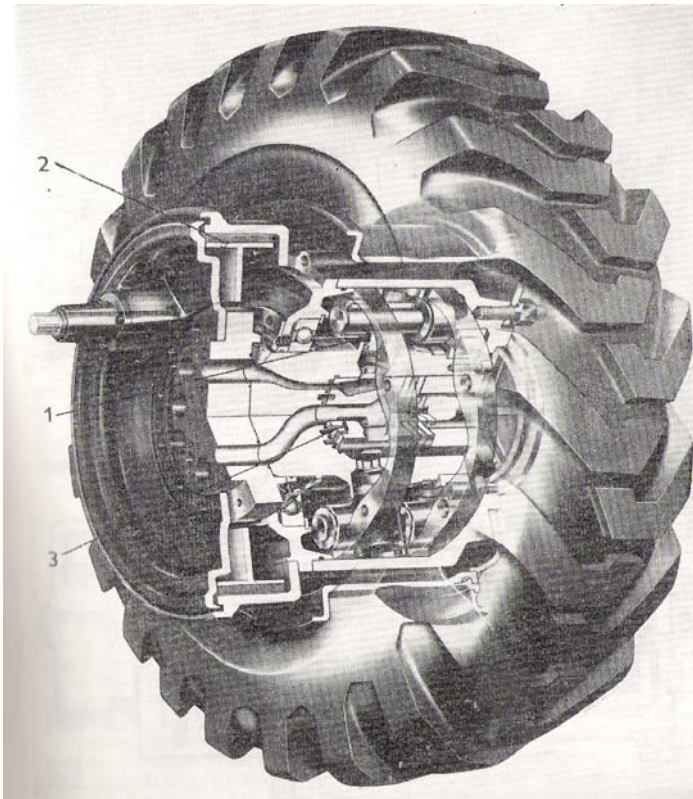
Přenos se uskutečňuje prostřednictvím kapaliny, které je v HG předávána energie daná součinem $V \cdot p$, kde V je objem nositele energie a p jeho tlak. Vyjádření přenášené energie výkonem obdržíme $P = V \cdot p / t = Q \cdot p$ (W). Základní parametry přenosu energie jsou tedy průtok Q a tlak p (tlakový spád Δp). Z těchto dvou parametrů lze vypočítat další: moment $M = V \cdot p / 2\pi = Q \cdot p / 2\pi \cdot n$ (N.m), otáčky $n = Q / V$ (min^{-1}).

2.2 Varianty HÚ mobilních strojů

Rozdělení možných variant pohonů s hydrostatickým pohonem je závislé na konkrétním použití jednotlivých mobilních strojů. Použití prvků tvořících hydrostatický mechanismus je rozmanité. Konstrukci lze rozdělit na dvě základní možnosti: umístění hydromotorů přímo v kolech (hydrokola) nebo uložení hydromotorů jako jednotná poháněná náprava v případě, že se použije kombinace s tuhými převody. Hydraulický obvod hnacích ústrojí bývá většinou uzavřený. Obvody jsou v takovém případě doplněny o doplňovací hydrogenerátory zajišťující možný úbytek kapaliny v obvodu.

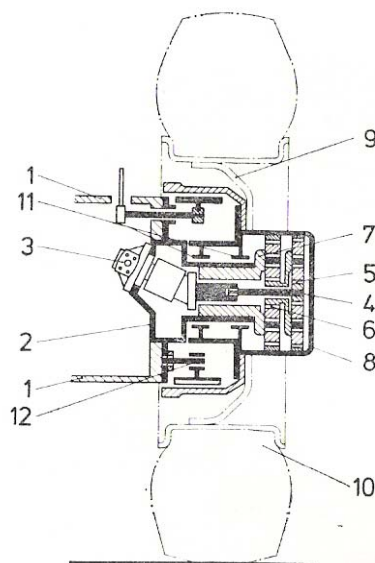
2.2.1 Hydromotor umístěný v kole

Při použití HM umístěného přímo v kole (hydrokola) se dnes konstruují kompaktní kolové pohony, vytvořené kombinací neregulačních nebo regulačních hydromotorů s jednostupňovou či vícestupňovou planetovou převodovkou a čelistovou či kotoučovou brzdou. Používají se jak radiální HM – nejčastěji s křivkovou opěrnou dráhou, tak axiální pístové HM s nakloněnou deskou i nakloněným blokem. Hydrokola mohou mít tedy umístěný HM pouze v kole nebo je možné přímo v kole umístit s HM tuhý převodový mechanismus (Obr. 2 a 3).



Obr. 2 Radiální pístový hydromotor umístěný v kole. [1]

Na obrázku 2 je řez kolovým pohonem, kde radiální pístový hydromotor s křivkovou opěrnou dráhou 1 je přímo v disku kola s pneumatikou, které je přichyceno šrouby k rotujícímu tělesu motoru. Na vnitřní straně tělesa je čelist'ová brzda 2. Kolo se otáčí na pevném čepu 3, jímž je také přiváděna a rozváděna kapalina pod písty. Čep je umístěn v rámu kola. Tato konstrukce umožňuje radiální zatížení kola až 200 kN a axiální zatížení až 75 kN. Tyto výrobky vyrábí řada firem, obr.2 je od firmy Hägglunds, Švédsko.



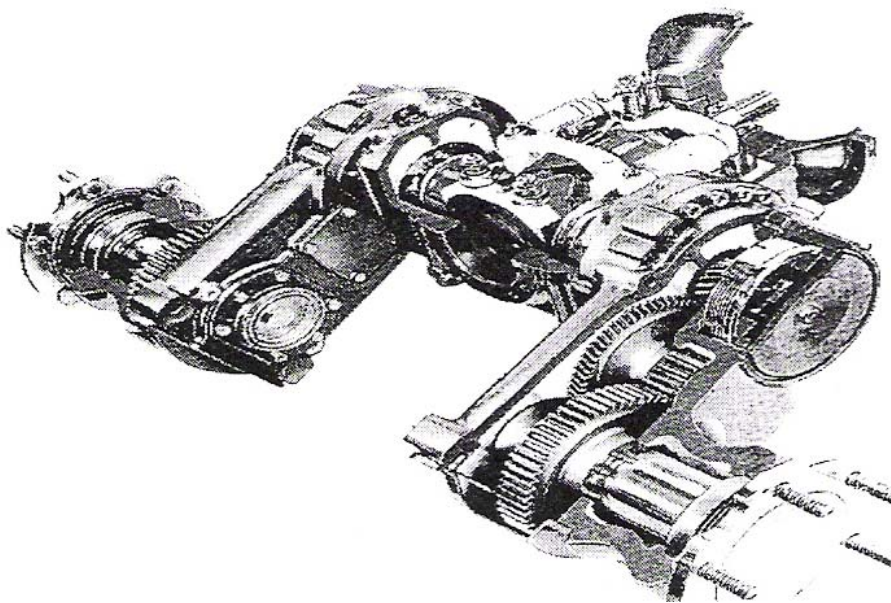
Obr. 3 Axiální pístový hydromotor umístěný v kole. [1]

Na obrázku 3 je zobrazen řez kolového pohonu Rotatrac. Je složen z axiálního pístového HM s nakloněným blokem. Kromě HM 3 je použito dvoustupňového planetového převodu 4, 5, 6 a 7, který je uložen ve skříni 8, připojený k disku 9 pojezdového kola. Pevná skříň kola 2 je upevněna v rámu stroje 1. Pohon je doplněn čelistovou brzdou 12. Tuto a mnoho dalších variant uspořádání s axiálními HM vyrábí kupříkladu firma Zahnradfabrik v Německu.

2.2.2 Kompaktní hydrostatické nápravy

Pohony tvořené jako kompaktní náprava jsou tvořeny hydrostatickými jednotkami, zpravidla hydrogenerátorem a dvěma hydromotory, regulačními orgány a koncovými převody kol. U většiny náprav jsou také přírubou připojeny pomocné HG zajišťující napájení olejem jak pracovní hydrauliku a hydrauliku řízení, tak i regulaci a napájení hydrostatického pohonu pojezdu. Varianty možných uspořádání a typů převodníků jsou prakticky neomezené, především tuto volbu ovlivňuje vhodnost k požadované činnosti celého stroje. Této konstrukci hydrostatických převodníků se věnuje firma Linde, která využívá kompaktní nápravy do vysokozdvizných vozíků.

Ukázka kompaktní nápravy „AK“ od fy. Linde je na obrázku 4. Ve střední části nápravy je umístěn hnací mechanismus sestávající se z regulačního HG a dvou konstantních HM a komponent, které jsou zapotřebí pro uzavřený okruh. Ve střední části jsou integrovány hydraulické ovládací prvky. Pohony kol obsahují lamelové brzdy s pérovým posilovačem a mechanický redukční stupeň.



Obr. 4 Kompaktní hydrostatická náprava fy. Linde.[1]

Při volbě prvků je nejčastější použití jednoho či více regulačních hydrogenerátorů, které jsou spojeny s jedním či více neregulačních hydromotorů. Volba je především ovlivněna, jak již bylo zmíněno, účelem celého mobilního stroje.

3.0 Vlastnosti hydrostatických převodníků

Výstupní parametry a vlastnosti hydrostatického převodového mechanismu závisí na vlastnostech jednotlivých prvků a jejich vzájemném ovlivňování. Analýza statického a dynamického chování hydraulických prvků a celých systémů je problematika velmi složitá a rozsáhlá a využívá se při ní moderních matematických metod a modelování.

Pozornost bude zaměřena na hlavní prvky hydrostatického převodového mechanismu, tj. na hydrogenerátory, hydromotory, vedení a jejich možné kombinace. Níže uvedený text je použit z literatury [1].

Základními parametry těchto prvků zmíněné již v kapitole 2.1.1 jsou tlak (tlakový spád) a geometrický objem. Vedlejší jsou otáčky, průtok, moment, výkon a regulační parametr. Prostřednictvím hlavních a vedlejších parametrů lze vypočítat průtokovou účinnost, mechanickou účinnost, tlakovou účinnost a celkovou účinnost. U hydrostatických převodníků, kde nelze přesně rozlišit mechanické a hydraulické ztráty, se mechanická a tlaková účinnost vyjadřují jen účinností tlakovou.

Charakteristiky a vlastnosti hydrostatických převodníků jsou, kromě závislosti uvedených parametrů, určovány vlastnostmi kapalin, z nichž bývá nejčastěji poukazována viskozita a její závislost na teplotě. Důležitým parametrem pro stanovení charakteristik je také čas. Pokud se při zkoumání charakteristiky časový faktor neprojevuje, nebo jej nebereme v úvahu, získáváme **statické charakteristiky**, pokud zkoumáme parametry proměnlivé v čase, získáváme **dynamické charakteristiky**, a to buď jako odezvu na jednotkový skok některého z parametrů (tlak, průtok), pak se jedná o **přechodovou charakteristiku**, nebo jako odezvu na periodickou změnu parametru, čímž dostáváme **frekvenční charakteristiku**.

Provoz hydrostatického převodového mechanismu je dán technologickým režimem poháněného stroje. Provozní stavy jsou určovány závislostmi momentu zátěže na různých parametrech: otáčkách, času,... Velká většina technologických procesů mobilních strojů probíhá v dynamickém pracovním režimu, který se přenáší i na převodový mechanismus. Dynamický režim práce hydrostatického převodového mechanismu je velmi složitý, skládající se z vzájemně mezi sebou souvisejících nestacionárních mechanických a hydraulických procesů. Příčiny vzniku nestacionárních jevů jsou změny mechanických znaků (moment zátěže, moment setrvačnosti, dráhy,...), nebo hydraulických znaků (tlak, průtok, hydraulický odpor,...). Změna mechanických znaků je dána pracovním procesem mechanismu. Změna hydraulických znaků je důsledkem mechanických nebo je záměrně dána působením na hydrostatický převodový mechanismus řízením (spouštěním, zastavováním, reverzací, změnou rychlosti,...).

Všeobecné řešení dynamických procesů v hydrostatickém převodovém mechanismu je velmi složité. Při bezprostřední změně pracovních podmínek některého prvku hydraulického systému, např. při okamžité změně průtoku hydrogenerátoru nebo vnějším zatížení hydromotoru, se náhle změní tlaky a rychlosti pracovní kapaliny. V hydraulickém obvodu vzniknou složité kmitavé procesy, změna HG mění zatížení hnacího motoru, což vyvolá změny v jeho regulaci, a to má zpětný vliv na hydraulický systém. Při působení těchto podmínek je obtížné vyjádřit vliv jednotlivých hydraulických odporů, vlivy změny teploty v různých místech hydraulického systému, a tím i změny viskozity pracovní kapaliny. Jisté uplatnění má také stlačitelnost kapaliny, která je proměnlivá vlivem materiálu, ze kterého je potrubí tvořeno.

Hydraulické systémy, při uvažování všech vlivů, jsou z hlediska teorie regulace nelineární. Pro obtížnost a omezenost řešení se nelineární systémy většinou linearizují, nebo se nelinearity zanedbávají. Při řešení statických a dynamických provozních stavů hydrostatického převodového mechanismu zavádíme zpravidla tyto předpoklady:

- potlačujeme přechodové jevy v hnacím motoru a jeho charakteristiku v pracovní oblasti linearizujeme,
- považujeme hustotu, viskozitu a objemový modul pružnosti kapaliny za konstantní,
- zanedbáváme pulsace průtoku hydrogenerátoru a nerovnoměrnost otáček hydromotoru,
- považujeme odpor proti pohybu, zrychlení a deformace v pracovním oblasti konstantní,
- předpokládáme konstantní moment setrvačnosti zátěže.

Podle rozmanitosti řešení hydraulických systémů lze uvažovat i další zjednodušení, např. je-li mezi HG a HM krátké ocelové potrubí, můžeme zanedbat vliv jeho hydraulického odporu a kapacity.

3.1 Odpor působící proti přenosu energie

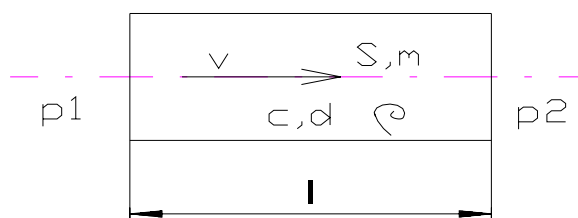
Při přenosu energie hydraulickým převodovým mechanismem se mění část hlavní energie na jiné formy. K této přeměně dochází na odporech působících proti přenosu energie. Odpor je vlastnost prvku měnit část nebo všechnu protékající energii na jinou formu nebo modifikaci. Jedná se o **součinitel úměrnosti** mezi tlakem a objemem, popřípadě proudem nebo dalšími derivacemi podle času. Obecně jej můžeme vyjádřit rovnicí [1]:

$$O_r = dp / dV^n \quad (N \cdot m^{-2} / m^3 \cdot s^{-n}) \quad (3.1)$$

kde V^n je n -tá derivace objemu nositele podle času ($V^n = d^n V / dt^n$), n může nabývat na základě zkušeností hodnot 0, 1, 2, takže vystačíme se třemi odpory. Odpory mohou být **konstantní** nebo **proměnné**, dále mohou být **lineární** nebo **nelineární**. Jednotlivé odpory proti přenosu energie a jejich převrácené hodnoty jsou tedy:

Odpor		Převrácená hodnota	
-	proti pohybu	R	- propustnost
-	proti deformaci	D	- kapacita
-	proti zrychlení	H	- indukčnost
			L

3.1.1 Odpor proti zrychlení



$$\Delta p = p_1 - p_2$$

Obr. 5 Schéma k výpočtu odporu proti zrychlení, proti pohybu.

Vztah odporu proti zrychlení odvodíme podle obr.5 z pohybové rovnice po její transformaci. Přírůstek tlaku potřebný ke zrychlení kapaliny na jistou hodnotu stanovíme z rovnice:

$$\Delta p \cdot S = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.2)$$

Dosadíme-li za lineární zrychlení transformovanou hodnotu objemového zrychlení dostaneme po úpravě:

$$\Delta p = H \cdot \frac{d^2 Q}{dt^2} \quad (3.3)$$

Pro rotující nositele energie platí vztah:

$$\Delta M = I \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (3.4)$$

Jestliže opět dosadíme za úhlové zrychlení transformovanou hodnotu objemového zrychlení a za ΔM dostaneme opět rovnici:

$$\Delta p = H \cdot \frac{d^2 V}{dt^2} \quad (3.5)$$

Odpory z obou rovnic lze uvést na společný tvar

$$H = I \cdot \lambda / S, \quad H = \frac{k}{V_0^2} \cdot I \quad (3.6)$$

kde $k = 1$ pro přímočarý pohyb nositele a $k = (2 \cdot \pi)^2$ pro rotační pohyb nositele.

3.1.2 Odpor proti pohybu

Pomocí obrázku 5. lze určit výpočtem odpor sloupce tekutiny proti pohybu. Rovnice pro tlakový úbytek:

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (3.7)$$

Transformací do souřadnic $\Delta p - Q$. λ získáme součinitel odporu, závislí na Reynoldsově čísle.

Pro laminární proudění $Re < 2300$

$$\lambda = C / Re, \quad Re = c \cdot d / \nu$$

Pro turbulentní proudění $Re = 2300$ až 10^5

$$\lambda = C' / Re^n \quad (3.8)$$

kde C je konstanta, jejíž hodnota je pro hladkou ocelovou trubku $C = 64$ a pro pryžové hadice $C = 82$. C' je také konstanta, která má pro kapalinu hodnotu 0,316. Dosadíme-li za λ a za $c = 4 \cdot Q / \pi \cdot d^2$ dostaneme pro:

$$\text{laminární proudění} \quad \Delta p = R \cdot (dV/dt) \quad (3.9)$$

$$\text{turbulentní proudění} \quad \Delta p = R \cdot (dV/dt)^2 \quad (3.10)$$

Obě hodnoty vyjadřují úbytek tlaku vztažený na průtok, popřípadě čtverec průtoku. Při výpočtu odporu v přímém úseku je důležitým faktorem tření (kinematická viskozita ν). Důležité jsou i tzv. místní odpory. Jde o odpory tvořené zúžením průtokového průřezu, náhlou změnou směru proudu apod.

3.1.3 Odpor proti deformaci

Působí-li na nositele energie tlak, změní se jeho geometrický objem. Velikost změny objemu nositele závisí na fyzikálních vlastnostech a samozřejmě na tlaku. Vztah při tlakovém rozdílu Δp určíme pro kapaliny dle vztahu:

$$\Delta V = \Delta p \cdot \frac{V_0}{K} \quad (3.11)$$

kde K je modul objemové pružnosti kapaliny.

Kapacita C je definována jako poměr sledovaného objemu k objemovému modulu pružnosti tekutiny: $C = V / K_e$, kde K_e je efektivní modul objemové pružnosti kapaliny.

Kapacita hydromotorů a jejich tuhost (vlastní frekvence) je závislá na způsobu řízení motoru. Na kapacitě dochází k přeměně tlakové energie v deformační.

3.2 Charakteristiky hydrostatických převodníků

3.2.1 Hydrogenerátory – statické charakteristiky

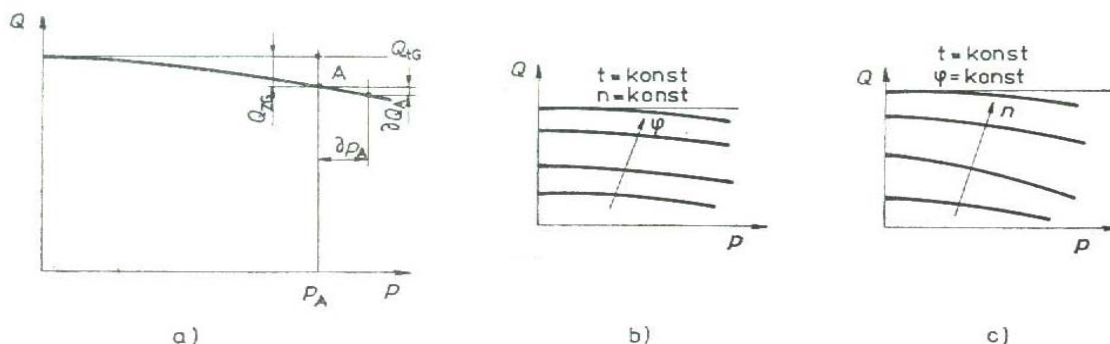
Charakteristiky lze rozdělit do několika kategorií podle sledovaných parametrů. Základní statickou charakteristikou hydrogenerátoru je průtoková charakteristika, vyjadřující závislost průtoku na tlaku, otáčkách a regulačním parametru. V obecném zapsání je rovnice charakteristiky následovná [1]:

$$Q_G = n_G \cdot V_G \cdot \varphi_G - \Delta p \cdot G_G = Q_{tG} - Q_{ztG} \quad (3.12)$$

G_G je svodová propustnost HG. Obecně lze rovnici popsat jako teoretický průtok HG snížený o ztráty v HG. Průtok HG je tedy závislý na [1]:

$$Q_G = Q_G(p, n, \varphi)_{t, v} \quad (3.13)$$

Nejčastěji se průtok vyjadřuje jako funkce jedné proměnné, přičemž ostatní dvě veličiny včetně teploty t a viskozity v jsou konstantní. Nejobvyklejší je průtoková charakteristika vyjádřena v závislosti na tlaku p . Ukázka průtokové charakteristiky je na obr. 6.



Obr. 6 Průtoková charakteristika HG. [1]

- a) určení svodové propustnosti b) charakt. při proměnlivém regulačním parametru
c) charakt. při proměnlivých otáčkách

Charakteristika určující kvalitu hydrogenerátoru v celém rozsahu jeho pracovních parametrů je závislost účinnosti na tlaku či otáčkách. Nevýhodou je určení přesné hodnoty účinnosti, neboť tuto hodnotu lze získat výhradně experimentálním způsobem. Stanovení geometrického objemu se provádí podle ČSN 11 9001, která definuje několik geometrických objemů. Výpočtem lze stanovit teoretický objem, efektivní objem určený poměrem průtoku a otáček, jmenovitý a ideální, daný výpočtem rozdílu průtoku a otáček z měření při minimálním tlaku a otáčkách. Při zjištěných hodnotách geometrického objemu V_G , otáčkách n_G , průtoku Q_G , momentu na hřídeli M_G a při tlakovém spádu Δp bude průtoková účinnost [1] :

$$\eta_Q = Q_G / n_G \cdot V_G \quad (3.14)$$

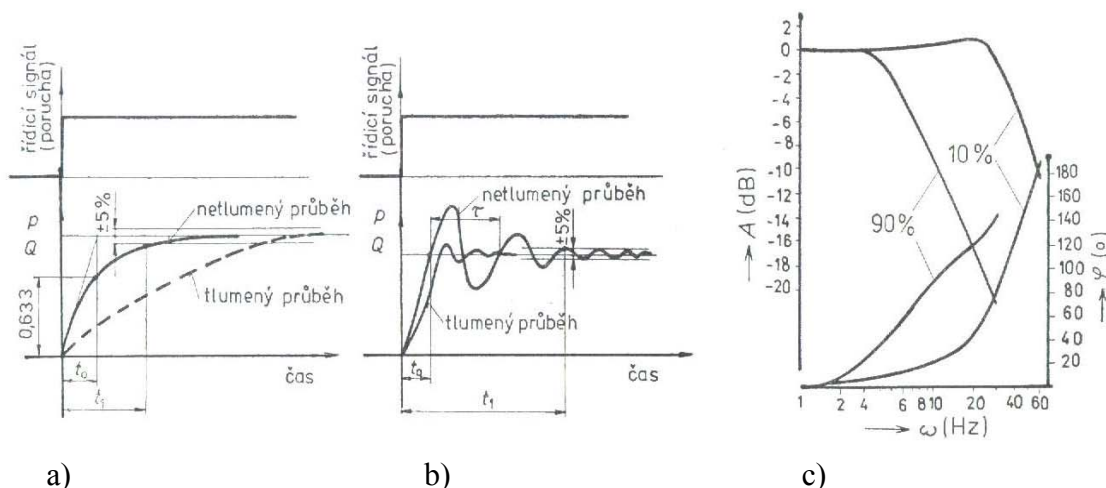
tlaková účinnost [1] :

$$\eta_p = \Delta p \cdot V_G / 2\pi \cdot M_G \quad (3.15)$$

$$\text{Celková účinnost hydrogenerátoru je:} \quad \eta_c = \eta_Q \cdot \eta_p \quad (3.16)$$

3.2.2 Hydrogenerátory – dynamické charakteristiky

Dynamické charakteristiky HG je možné získat výpočtem nebo měřením. Výsledkem těchto charakteristik jsou závislosti veličin na čase, průtoku, tlaku nebo regulačního parametru. Průběhy dostáváme jako odezvu na vstupní signál, který je skokový, způsobený řízením nebo zátěží mechanismu, jehož výsledkem jsou přechodové charakteristiky. Možné je buzení i harmonickým signálem. Výstupem je po-té frekvenční charakteristika. V našem případě budeme volit buzení systému pomocí rampové funkce těch prvků, které budou ovlivňovat simulaci hydraulického systému. Při hledání charakteristik v obou případech používáme vstupní signály buď okolo 20% jmenovité hodnoty nebo při velkých signálech od 50% do 100% jmenovité hodnoty. Frekvenční charakteristiky udávají závislost průtoku na vstupní signál. Měřítka je nejčastěji logaritmické. Sleduje se závislost amplitudy výstupního průtoku HG a fáze na frekvenci při konstantní amplitudě řídicího signálu. Příklady přechodové a frekvenční charakteristiky jsou na obrázku 7. Pramen [1].



Obr. 7 Dynamické charakteristiky hydrogenerátoru. [1]

Dynamické charakteristiky: a) přechodová charakteristika - průběh aperiodický
 b) přechodová charakteristika - průběh kmitavý tlumený
 c) frekvenční charakteristika hydrogenerátoru

3.2.3 Hydromotory – statické charakteristiky

U hydromotorů nejčastěji vyjadřujeme závislosti mezi jeho výstupními parametry a to jsou otáčky a moment. Získáváme opět charakteristiky - momentovou, $M(n)$ a otáčkovou, $n(M)$. Teoretická hodnota momentu HM $M_t = p \cdot V_M / 2\pi$, podle [1]. Skutečná hodnota na výstupním hřídeli je dána rovnicí, ve které jsou započítány ztrátové vlivy hydromotoru [1].

$$M_M = M_t - M_1 - M_2 - M_3 - M_4 = M_t - M_Z \quad (3.17)$$

M_1 - ztrátový moment nezávislý na žádných parametrech

M_2 - ztrátový moment závislý na tlakovém spádu

M_3 - ztrátový moment závislý na viskozitě

M_4 - ztrátový moment závislý na hustotě kapaliny

Ztrátové momenty se získávají experimentálně v jejich součtu jako $M_{ZT}(nM)$, přitom z obrázku 10 je patrná nestabilní oblast hydromotoru při nízkých otáčkách. V této oblasti jsou otáčky HM nerovnoměrné. Pro hydromotory axiální a radiální se pohybuje rozsah minimálních otáček v rozsahu $n_{Mmez} = (1 \text{ až } 30) \text{ min}^{-1}$.

Vzhledem k průběhu momentu pasivních odporů musí být moment při záběru $M_{Mzáb} < M_{Mn}$. Tyto hodnoty jsou udávány v tabulkách [1]. Poměry při záběru nebo rozběhu jsou někdy uváděny jako záběrová účinnost hydromotoru. Známe-li hodnoty měření na HM, především závislost $M_{Mn}(p_M)$ můžeme pro rozběhovou účinnost psát vztah:

$$\eta_{M(n=0)} = \left(1 - \frac{2\pi}{V_G} \cdot \text{tg} \alpha\right) \left(1 - \frac{p_{zt}}{p_M}\right) \quad (3.18)$$

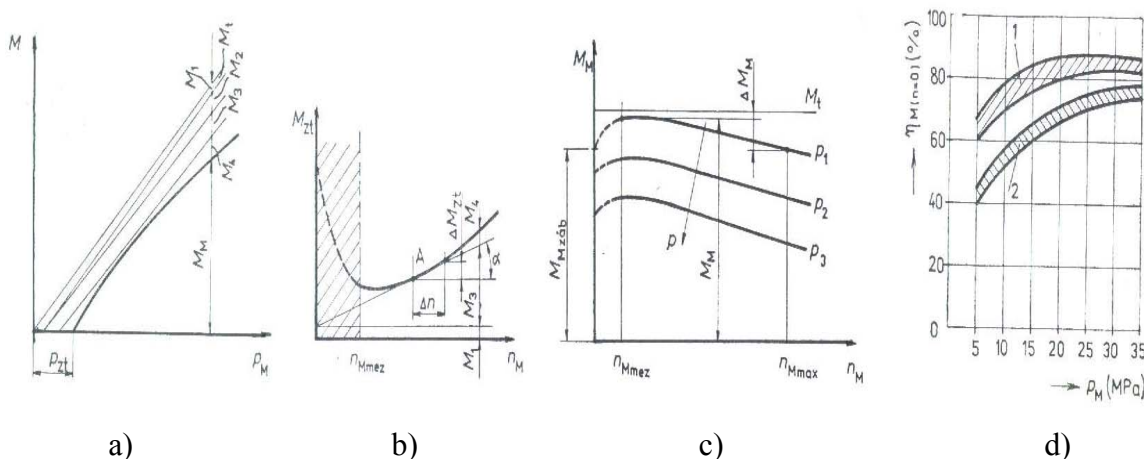
Otáčková charakteristika hydromotoru $n_M(M_M)$ má teoretický průběh přímkový, nezávislý na momentu motoru, pro skutečné otáčky n_M platí podle vzorce [1] :

$$n_M = n_t - \Delta n_1 - \Delta n_2 = n_t - n_{zt} \quad (3.19)$$

Δn_1 - pokles otáček v důsledku setrvačnosti kapaliny pohybující se v tlakových prostorách HM, způsobující nedokonalé zaplňování

Δn_2 - pokles otáček vlivem objemových ztrát v HM, vyjádřených svodovou propustností

Výše zmíněné vztahy jsou zaznamenány na příslušných charakteristikách v obrázku 8 A.

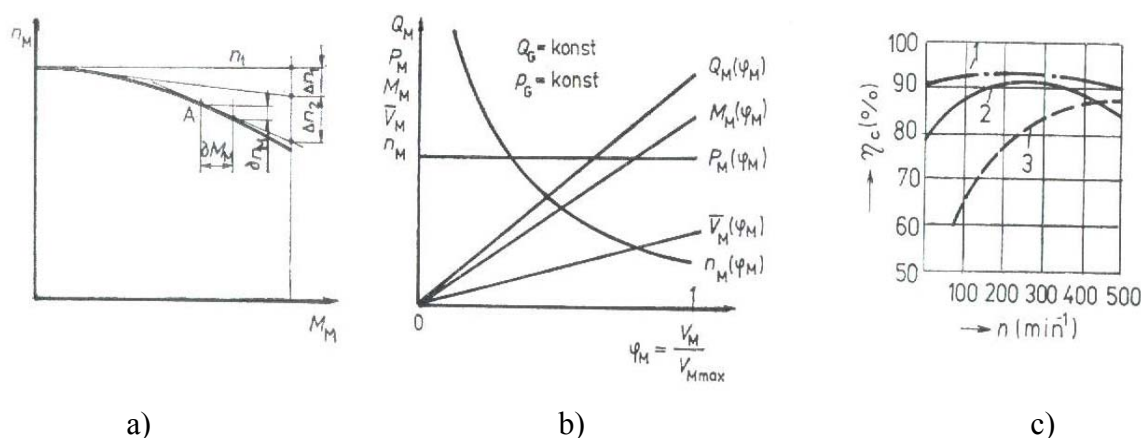


Obr. 8 A Statické charakteristiky hydromotoru. [1]

Statické charakteristiky HM, obr.8 A:

- vyjádření ztrátových momentů
- pasivní odpory hydromotoru
- momentová charakteristika skutečného HM
- záběrová účinnost HM,
 - s nakloněným blokem
 - s nakloněnou deskou

Hydromotory, zejména pístové, se vyznačují malými průtokovými ztrátami, tj. malou svodovou propustností. Tato vlastnost se projeví ve značné tuhosti otáčkové charakteristiky. Pro účinnost hydromotorů platí stejná analogie jako pro hydrogenerátory. Rozdíly jsou jen v průběhu účinnosti v závislosti na otáčkách u pomaloběžného a rychloběžného hydromotoru vzhledem k oblasti jejich použití. Skutečné charakteristiky regulačních HM v závislosti na regulačním parametru jsou na obrázku 8 B.



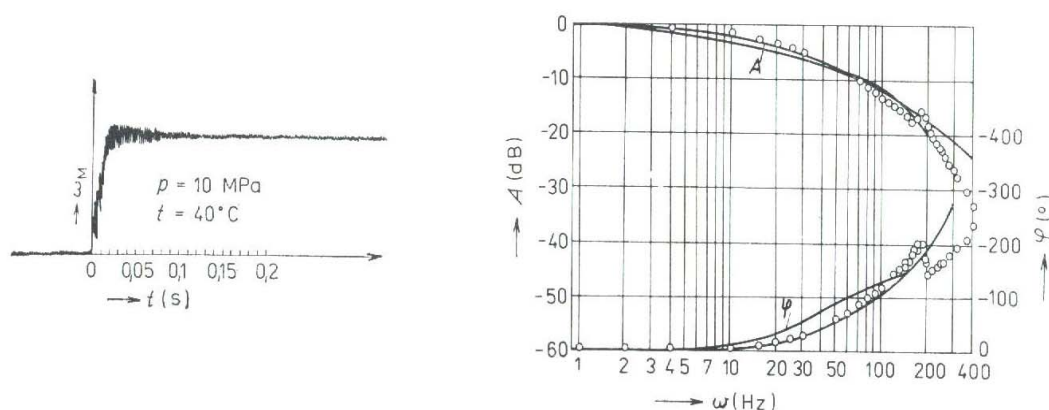
Obr. 8 B Statické charakteristiky hydromotoru. [1]

Statické charakteristiky HM, obr.8 B:

- otáčková charakteristika
- soubor statických charakter. regulačního HM
- průběh celkové účinnosti v závislosti na otáčkách
 - pomaloběžný HM Dürsterloh
 - pomaloběžný HM Hägglunds
 - rychloběžný HM ZTS

3.2.4 Hydromotory – dynamické charakteristiky

Dynamické vlastnosti hydromotorů jsou vyjadřovány podobně jako u hydrogenerátorů, tj. pomocí přechodových a frekvenčních charakteristik. Hydromotory jsou brány především jako výstupní člen hydrostatického převodového mechanismu, a také jako hnací člen zátěže. Kromě klasických dynamických charakteristik jsou zajímavé také další dynamické vlastnosti, jakými jsou např. nerovnoměrnost výstupních otáček a momentu, vlastní frekvence hydromotoru, atd. Nerovnoměrnost otáček a momentu HM je dána jeho vnitřní kinematikou. U pístových hydromotorů například proměnlivou rychlostí zdvihu pístu a jejich počtem. Obecně se tento jev nazývá pulsací.

**Obr. 9** Dynamické charakteristiky hydromotoru. [1]

a) přechodová charakteristika HM

b) frekvenční charakteristika HM

3.2.5 Statické charakteristiky vedení

Vedení, tj. zprostředkování přenosu kapaliny mezi hydrogenerátorem a hydromotorem, tvoří potrubí, které je ocelové, pryžové, nebo je tvořeno kanály v různých tělesech, k nimž je HG a HM bezprostředně připojen. Vlivem ustáleného průtoku se část pracovního tlaku HG spotřebovává na překonání tření pohybující se kapaliny o stěny vedení a na překonání místních odporů. Takováto ztráta je určena vztahem z kapitoly 3.1.2.

Mezi statické charakteristiky vedení mohou být také zahrnuty prvky pro řízení tlaku a průtoku, např.: tlakové ventily, škrtící ventily a pro hrazení průtoku jsou to rozvaděče.

3.2.6 Dynamické charakteristiky vedení

Dynamika vedení se uplatňuje při nestacionárních jevech (rozběh, reverzace, skok zatížení, brzdění) a především se projevuje u dlouhých a rozvětvených ocelových potrubí. Působícím vlivem jsou vlastnosti kapaliny, potrubí, moduly pružnosti, setrvačné hmoty kapaliny a kmitání vedení.

V dynamickém režimu má odpor proti pohybu R větší váhu než odpor proti deformaci D a odpor proti zrychlení H . Pro celkovou tlakovou ztrátu je vztah podle [1] :

$$\Delta p = R_d Q^n + D \int Q dt + D \cdot (dQ/dt) \quad (3.20)$$

kde R_d je dynamický odpor proti pohybu oscilačního průtoku. Jednotlivé dílčí vztahy odporů jsou uvedeny viz. kapitola 3.1.

3.2.7 Společné charakteristiky

Společné charakteristiky sestavujeme, abychom dostali celkový obraz při propojení jednotlivých dílčích prvků hydrostatického obvodu. Statické i dynamické charakteristiky jednotlivých prvků se podstatně mění při společném zapojení do celkového hydrostatického obvodu. Společné charakteristiky se znázorňují pro závislosti výstupních parametrů při řízení

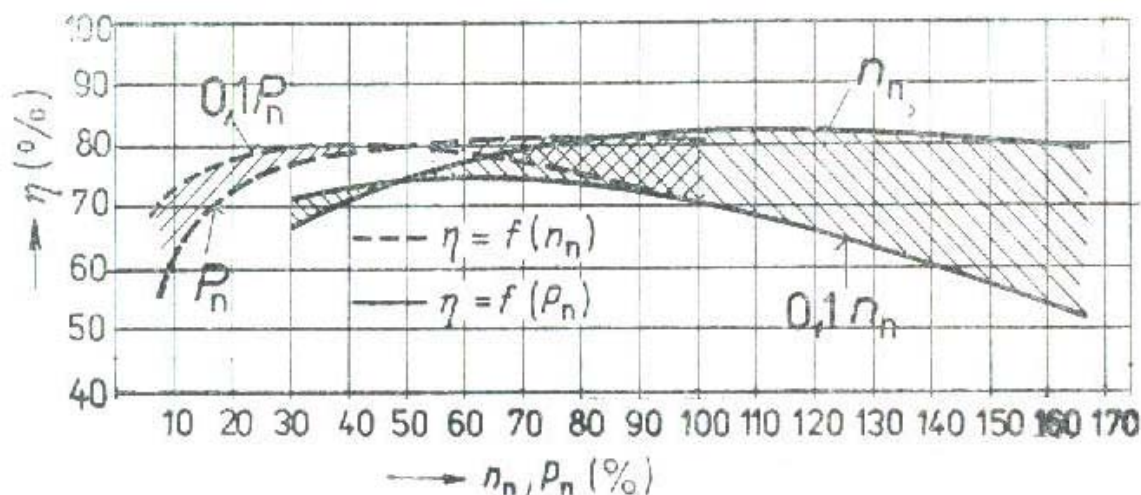
hydrostatického převodového mechanismu. Hlavně při spojení neregulačního či regulačního hydrogenerátoru s neregulačním či regulačním hydromotorem. U skutečných mechanismů dochází vlivem vnějších i vnitřních ztrát k poruše proporcionality mezi tlakem na výstupu HG p_G a momentem M_M na výstupu HM, mezi průtokem na výstupu z HG Q_G a otáčkami HM n_M i mezi výkonem na vstupu do HG P_G a výkonem HM P_M . Porušením proporcionality dojde k nelineárním průběhům v charakteristikách. Pro obvyklé pracovní rozsahy hydrostatických mechanismů můžeme psát rozdíly v porušení proporcionality [1].

Rozdíly v porušení proporcionality: mezi tlakem p_G a momentem M_M 2 až 5 %
 mezi průtokem Q_G a otáčkami n_M 2 až 4 %
 mezi výkonem P_G a výkonem P_M 8 až 14 %

Při zahrnutí teploty a následné změně viskozity:

teplota 40 až 60 °C změna výkonu 3 až 5 %
 teplota 0 až 70 °C změna výkonu 10 až 22 %

Nejčastěji se uvádí společná účinnost celkového zapojení hydrostatického mechanismu.



Obr. 10 Celková účinnost hydrostatického mechanismu. [1]

3.3 Účinnost převodníků

U hydraulických strojů se dělí ztráty na tři druhy [1] :

1. Objemové ztráty dopravované kapaliny, které vlivem tlakového spádu přetékají z tlakové strany netěsnostmi mezi částmi hydraulického stroje.
2. Hydraulické ztráty způsobené viskozitou dané kapaliny při proudění v pracovních prostorách. U rotačních převodníků jsou tyto ztráty zanedbatelné.
3. Mechanické ztráty, které je nutno rozdělit na dvě části:
 - a) ztráty třením vazké kapaliny v mezerách mezi rotujícími a stojícími částmi převodníku.
 - b) ztráty třením v ložiskách, ucpávkách, kovovým stykem vzájemně se pohybujících součástí, atd.

Všechny zmíněné ztráty se vyjadřují pomocí účinností. Největší pozornost je věnována objemové a mechanické účinnosti, protože mají podstatný vliv na konstrukční návrh a přesnost výroby. Při popisu hydromotorů budou hrát tedy roli objemová a mechanická účinnost. Skutečné množství Q_s , které je potřeba pro hydromotory, je větší než teoretické množství Q_t potřebné k dané činnosti, a to o objemové ztráty Q_z . Platí proto rovnice: $Q_s = Q_t + Q_z$ a objemová účinnost hydromotoru je:

$$\eta_Q = \frac{Q_t}{Q_s} = \frac{1}{1 + Q_z/Q_t} \quad (3.21)$$

Příkon HM P_p je určen skutečným množstvím kapaliny Q_s a tlakovým spádem Δp tedy $P_p = \Delta p \cdot Q_s$. Z toho se využije jen část výkonu P_u , pro který by bylo zapotřebí v ideálním hydromotoru teoretického příkonu $P_t = \Delta p \cdot Q_t$. Mechanickou účinnost hydromotoru pak vyjádříme vztahem:

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_t} \quad (3.22)$$

a celková účinnost hydromotoru je:

$$\eta = \frac{P_u}{P_p} \quad (3.23)$$

$$\eta = \eta_Q \cdot \eta_m \quad (3.24)$$

4.0 Tvorba simulačního modelu HsP

Při popisu chování rotačních hydromotorů i dalších prvků byla využita literatura uvedená v seznamu pod označením [1], [2], [4] a [6].

4.1 Popis chování hydraulických prvků

Při popisu chování hydraulických prvků budou respektovány ty vlastnosti, které mají podstatný vliv na funkci. Parametry potřebné k matematickému popisu je možné nalézt v katalogových listech výrobců, nebo lze provést jejich kvalifikovaný odhad na základě modelu, případně je lze určit na modelu fyzikálním. Na model tedy nebude nahlíženo z hlediska detailního zkoumání každého z prvků, tak jak bychom to prováděli při jeho konstrukci..

Při sestavování modelu se nevyhneme jistým zjednodušením a použití omezujících podmínek, za kterých budou sestavené modely platné. Uvedme tedy ty, které budou platné pro všechny případy:

- a) Při matematickém popisu bude využito soustředěných parametrů. Označíme-li l [m] délku spojovacího vedení mezi prvky, pak podmínka pro popis chování obvodu soustředěnými parametry je, aby $l < c_0 / 2 \cdot f$, které vychází z přímého hydraulického rázu (Žukovsky).

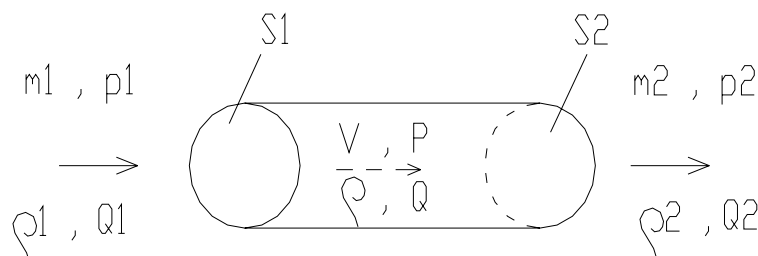
f - frekvence [Hz]

c_0 - rychlost šíření zvuku v použité kapalině [m.s^{-1}]

$c_0 = (K_e / \rho)^{1/2}$, kde ρ - měrná hmotnost [kg.m^{-3}]
 K_e - efektivní modul objemové pružnosti [Pa]

To znamená, že při $c_0 = (0,9 \text{ až } 1,3) \cdot 10^3 \text{ m.s}^{-1}$ a frekvencí řádově 10 až 100 Hz bychom měli respektovat délky vedení l menší než 4,5 m [3].

- b) Ve vztahu $c_0 = (K_e / \rho)^{1/2}$ je uveden ekvivalentní modul K_e , který respektuje jak vliv stlačitelnosti, tak vliv nerozpuštěného vzduchu v kapalině a též vliv deformace stěn, zejména vedení. Jestliže poměr D a d ocelové trubky je větší jak **1,24**, pak vliv deformace stěny na velikost ekvivalentního modulu objemové pružnosti je menší než 10%. Nerozpuštěný vzduch má však pronikavý vliv na K_e , ale při rychlých dějích a obsahu nerozpuštěného vzduchu v celkovém uzavřeném objemu kapaliny kolem 2% se jeho vliv na K_e snižuje pod 10% při tlaku kolem 6 MPa [4]. Z uvedených vztahů budeme uvažovat $K_e = (1,4 \text{ až } 1,6) \cdot 10^9 \text{ Pa}$.
- c) Z hlediska řízení budou uvažovány systémy otevřené, pracující bez zpětné vazby. Při matematickém popisu chování jednotlivých prvků budeme vycházet:
- **z rovnice kontinuity**, kterou s ohledem na výše uvedené skutečnosti a podle obrázku 16, je zřejmý význam jednotlivých veličin můžeme psát ve tvaru:



Obr. 11 Schéma k popsání chování kapaliny.

$$m_1 - m_2 = \rho_1 \cdot Q_1 - \rho_2 \cdot Q_2 = d(\rho \cdot V)/dt \quad (4.1)$$

Q_1, Q_2	-	objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
m_1, m_2	-	hmotnostní průtok	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
p_1, p_2	-	tlak	[Pa]
ρ_1, ρ_2	-	měrná hmotnost	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
S_1, S_2	-	příčný průřez	$[\text{m}^2]$

Jestliže budeme uvažovat, že střední hodnota ρ je i vně sledovaného objemu V , tzn. $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, potom rozdíl mezi vstupním Q_1 a výstupním Q_2 bude:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (4.2)$$

z definice modulu objemové pružnosti plyne relace :

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{d\rho}{K_e} \quad (4.3)$$

Rozdíl průtoků je dán 2 částmi: změnou objemu s časem, např. způsobenou pohybem pístu ve válci, druhý výraz postihuje vliv stlačitelnosti kapaliny a deformaci stěn způsobenou modulem K_e .

Mezi další hodnoty patří hydraulické odpory, které byly stanoveny v kapitole 3.1.

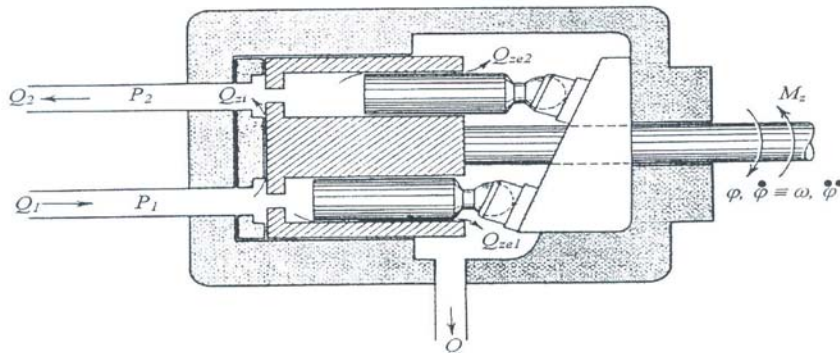
S využitím vztahů výše a v kapitole 3.1 můžeme pro případ na obrázku 16 zapsat rovnici kontinuity a rovnici pohybovou následovně:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + C \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4.4)$$

$$p_1 - p_2 = H \cdot \frac{dQ}{dt} + R_1 \cdot Q \quad (4.5)$$

4.2 Popis statického chování hydromotoru

Při popisu rovnic budeme uvažovat axiální pístový hydromotor se šikmou deskou a konstantním objemem, obr. 12.



Obr. 12 Axiální pístový hydromotor.

Pro proud vstupující Q_1 a vystupující Q_2 z hydromotoru lze v ustáleném stavu psát rovnice kontinuity:

$$Q_1 - Q_{zi} - Q_{ze1} - \frac{V_G}{2\pi} \cdot \omega_M = 0 \quad (4.6)$$

$$Q_{zi} - Q_{ze2} - Q_2 - \frac{V_G}{2\pi} \cdot \omega_M = 0 \quad (4.7)$$

kde	V_G	$[m^3]$	...	jmenovitý geometrický objem motoru
	$D_M = V_G/2\pi$	$[m^3 \cdot rad^{-1}]$	...	konstanta motoru
	Q_1	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	...	vstupní proud
	Q_2	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	...	výstupní proud
	Q_{zi}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	...	vnitřní proudové ztráty
	Q_{ze1}, Q_{ze2}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	...	vnější proudové ztráty na vstupu, výstupu

p_1, p_2	[Pa]	...	tlak na vstupu, výstupu
φ	[rad]	...	natočení hřídele motoru
$\dot{\varphi} = \omega_M$	[rad.s ⁻¹]	...	úhlová rychlost motoru
$\ddot{\varphi} = \dot{\omega}_M$	[rad.s ⁻²]	...	úhlové zrychlení motoru
M_z	[N.m]	...	zátěžný moment na hřídeli motoru

Vzhledem k tomu, že veškeré funkční vůle motoru jsou velmi malé, nechá se předpokládat laminární průtok, takže vnitřní i vnější proudové ztráty budou úměrné příslušnému působícímu tlakovému spádu:

$$Q_{zi} = G_i \cdot (p_1 - p_2) = G_i \cdot \Delta p \quad (4.8)$$

a při zanedbání tlaku v odpadní větvi:

$$Q_{ze1} = G_e \cdot p_1, Q_{ze2} = G_e \cdot p_2 \quad (4.9)$$

Parametr G_i, G_e [N⁻¹.m⁵.s⁻¹] ... svodová propustnost motoru vnitřní a vnější. Hodnota tlakového spádu: $\Delta p = p_1 - p_2$ (4.10)

Pomocí výše uvedených rovnic můžeme průtokové rovnice psát ve tvaru:

$$Q_1 - G_e \cdot p_1 - G_i \cdot (p_1 - p_2) - D_M \cdot \omega_M = 0 \quad (4.11)$$

$$-Q_2 - G_e \cdot p_2 + G_i \cdot (p_1 - p_2) + D_M \cdot \omega_M = 0 \quad (4.12)$$

Při odečtení dostaneme:

$$Q_1 + Q_2 - G_e \cdot (p_1 - p_2) - 2 \cdot G_i \cdot (p_1 - p_2) - 2 \cdot D_M \cdot \omega_M = 0 \quad (4.13)$$

Tyto finální tři rovnice jsou základní pro tvoření simulačního modelu a parametry dosazované v nich jsou určujícími hodnotami.

Dále nás bude zajímat momentová, respektive zatěžovací charakteristika motoru. Teoretický moment motoru je:

$$M_t = D_M \cdot \Delta p \quad (4.14)$$

Tento moment při přenosu na hřídel motoru bude snižován o moment pasivních odporů, který se dělí na tři složky [7]:

- moment úměrný rychlosti otáčení vyvolaný třením kapaliny ve spárách mezi vzájemně se pohybujícími mechanickými vazbami, moment můžeme vyjádřit jako:

$$M_\omega = b \cdot \omega, \text{ kde } b \text{ [N.m.s.rad}^{-1}\text{]} \text{ je koeficient viskozního tlumení} \quad (4.15)$$

- při rozboru sil působících na píst se dokázalo, že třecí síly působící proti pohybu pístu ve vrtání jsou úměrné tlaku působícího v pracovním prostoru. Jiné části motoru jako např. ložiska aj. jsou také úměrné působícímu tlaku a rovněž vytvářejí třecí moment. Výsledné působení třecích momentů je úměrné velikosti motoru D_m

a součtu tlaků na vstupu a výstupu motoru (obr. 18). V ustáleném stavu se špička křivky zanedbává a ztrátový moment můžeme psát:

$$M_t = (\omega / |\omega|) \cdot f \cdot (p_1 - p_2) \cdot D_M \quad (4.16)$$

kde f ... koeficient vnitřního tření za pohybu
 f_s ... koeficient vnitřního tření za klidu

- c) tření těsnících prvků hydromotoru způsobují také pasivní odpory, jsou konstantní, ale záleží na směru otáčení. Pro takovýto moment můžeme psát:

$$M'_c = (\omega / |\omega|) \cdot M_c \quad (4.17)$$

Vzhledem k tomu, že se nebudeme detailně zabývat touto problematikou, budeme moment pasivních odporů uvažovat lineárně závislý na rychlosti motoru, tzn. $M_{po} = b \cdot \omega_M$. Moment na hřídeli motoru bude:

$$M_M = M_t - M_{po} = D_M \cdot \Delta p - b \cdot \omega_M = D_M \cdot \Delta p - 2 \cdot \pi \cdot b \cdot n \quad (4.18)$$

4.3 Popis dynamického chování hydromotoru

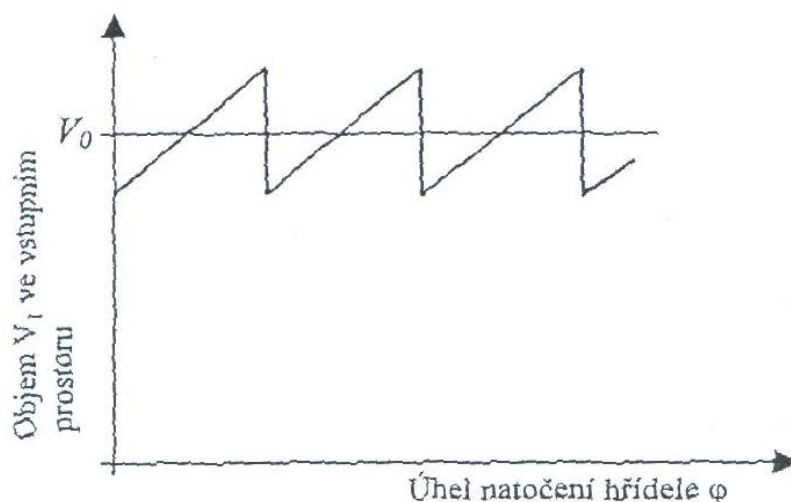
Při popisu dynamického chování motoru budeme předpokládat, že ve vstupním i výstupním prostoru motoru bude vždy nějaký tlak, tzn., že nebude docházet k nedoplňování pracovních prostorů motoru nebo ke kavitaci. Budeme-li za těchto podmínek na motor aplikovat rovnice kontinuity, můžeme pro proudy ve vstupním a výstupním prostoru motoru psát:

$$Q_1 - G_i \cdot (p_1 - p_2) - G_e \cdot p_1 = -\frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{K_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (4.19)$$

$$-Q_2 + G_i \cdot (p_1 - p_2) - G_e \cdot p_1 = -\frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{K_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (4.20)$$

kde	G_i, G_e	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$	...	vnitřní, vnější svodová propustnost
	K_e	$[N \cdot m^{-2}]$	...	efektivní modul objemové pružnosti
	V_1	$[m^3]$	...	objem vstupního prostoru motoru vč. řídicího prvku, spojovacího kanálu nebo potrubí, kanálu v motoru a objem vně pístu
	V_2	$[m^3]$	...	objem výstupního prostoru motoru vč. řídicího prvku, spojovacího kanálu nebo potrubí, kanálu v motoru a objem vně pístu
	t	$[s]$	...	čas

Objem ve vstupním a výstupním prostoru motoru není konstantní, ale mění se s natočením hřídele (pilový tvar změny), jak je schematicky znázorněno na obr. 19. Tato změna objemu je charakteristická pro všechny typy rotačních hydromotorů.



Obr. 13 Změna objemu ve vstupním prostoru motoru. [2]

Vrátíme-li se k obr. 19, můžeme pro objemy v obou poloprostorech hydromotoru psát:

$$V_1 = V_0 + f_v(\varphi) \quad (4.21)$$

$$V_2 = V_0 - f_v(\varphi) \quad (4.22)$$

kde V_0 $[m^3]$... geometrický objem každého poloprostoru
 $f_v(\varphi)$... variace objemu v každém poloprostoru

Zdá se, že objem každého poloprostoru musí být závislý na otáčkách hřídele. Protože však neexistuje přímé spojení mezi oběma poloprostory, kontinuálního průtoku lze dosáhnout pouze tehdy, když objem jednoho poloprostoru rovnoměrně roste a současně druhý poloprostor se zmenšuje s natočením hřídele. Prostor válce je zaplňován kapalinou a tato kapalina je transportována do uvolněného prostoru. Změna objemu závisí na počtu pístků (obecně počtu funkčních prvků motorů – lamel, zubů apod.).

Při provedení časové derivace výrazů pro objemy získáme proud tekoucí do a z hydromotoru:

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{df_v(\varphi)}{dt} = D_M \cdot \frac{d\varphi}{dt} = - \frac{dV_2}{dt} \quad (4.23)$$

Tento výraz ovšem nepostihuje nespojitost ukázanou na obr. 19. Budeme tedy uvažovat především konstantní geometrický objem hydromotorů.

Svodové propustnosti hydrogenerátoru a hydromotoru jsou velmi složitě získanou veličinou a přesné stanovení těchto hodnot je prakticky nemožné. Budeme tedy hodnoty volit kvalifikovaným odhadem. Přesné stanovení těchto hodnot bude provedeno až po volbě hydromotorů.

Momentová rovnice pro dynamický stav, jedná se o pohybovou rovnici vlastního motoru:

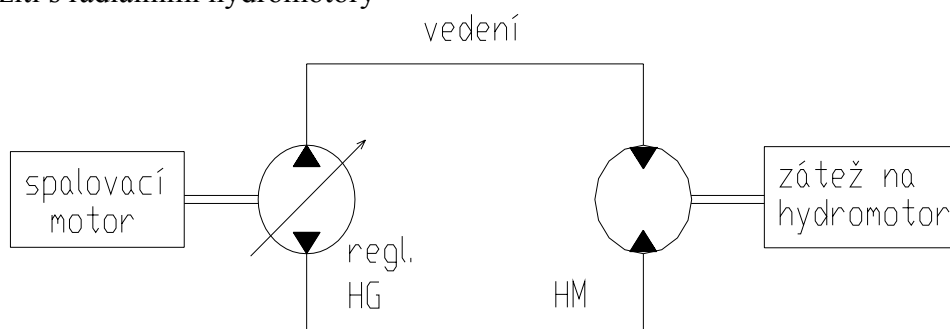
$$\mathbf{M}_t = \mathbf{D}_M \cdot \Delta \mathbf{p} = \mathbf{J}_M \cdot \omega_M + \mathbf{b} \cdot \omega_M + \mathbf{M}_z \quad (4.24)$$

kde J_M [kg.m²] ... hmotový moment setrvačnosti hydromotoru
 M_z [N.m] ... zátěžový moment

4.4 Simulační model

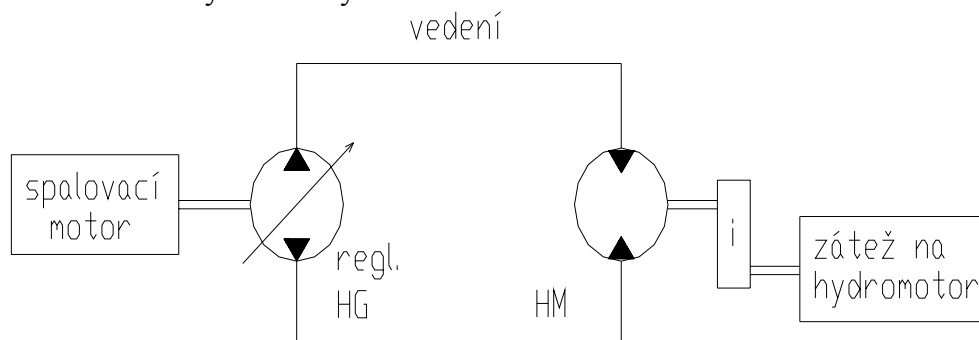
Schémata simulačních modelů jsou:

- pro použití s radiálními hydromotory



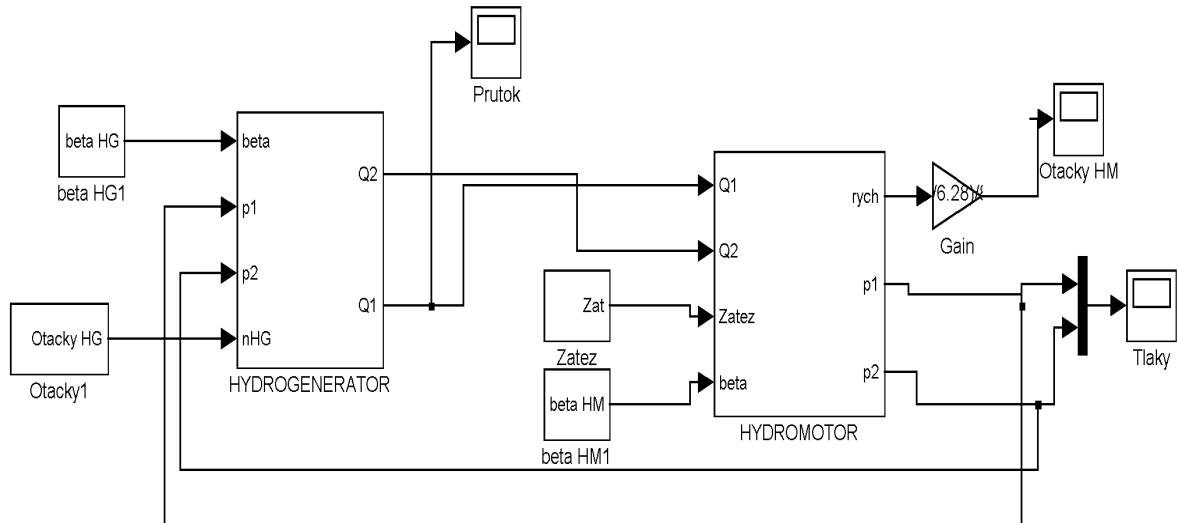
Obr. 14 Schéma hydrostatického obvodu pro radiální hydromotory.

- pro použití s axiálními hydromotory



Obr. 15 Schéma hydrostatického obvodu pro axiální hydromotory.

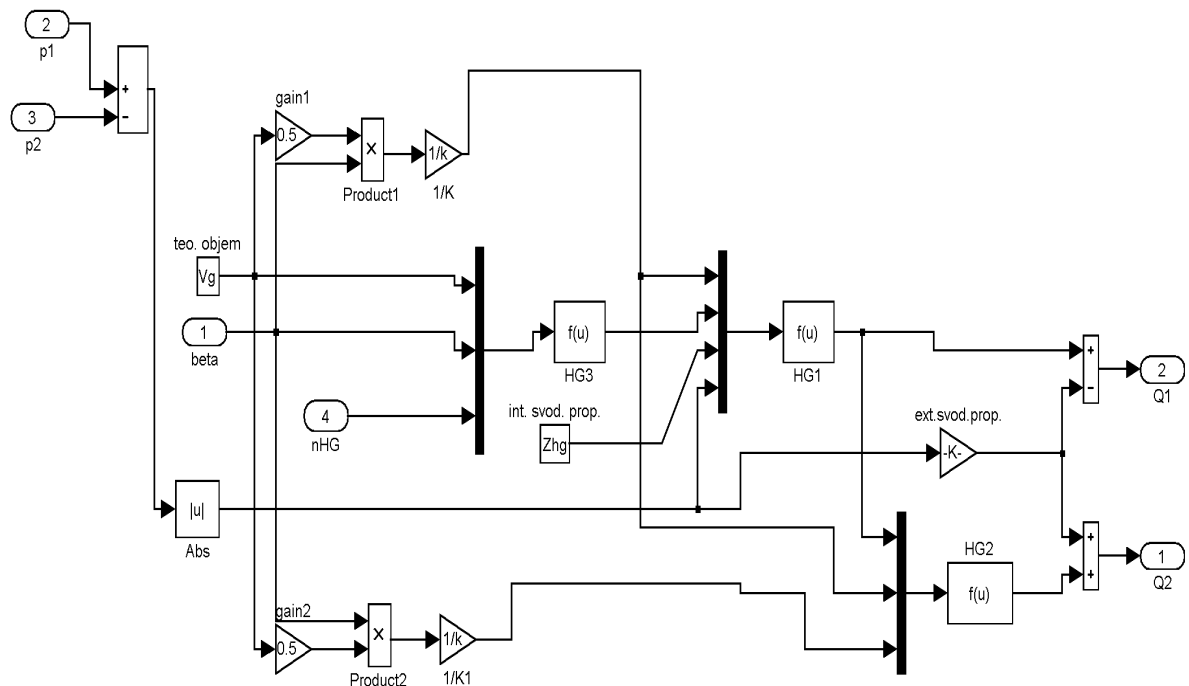
Modely odpovídají obecnému popisu, tj. rovnicím, které jsou popsány v kapitole 4. Pro porovnávání jednotlivých typů hydromotorů postačuje k řešení tvorba uzavřeného oběhu, který se skládá z převodníků HG a HM. Simulační modely jsou tvořeny v prostředí MATLAB 5.3. – Simulink.



Obr. 16 Schéma simulačního modelu HsP v prostředí MATLAB.

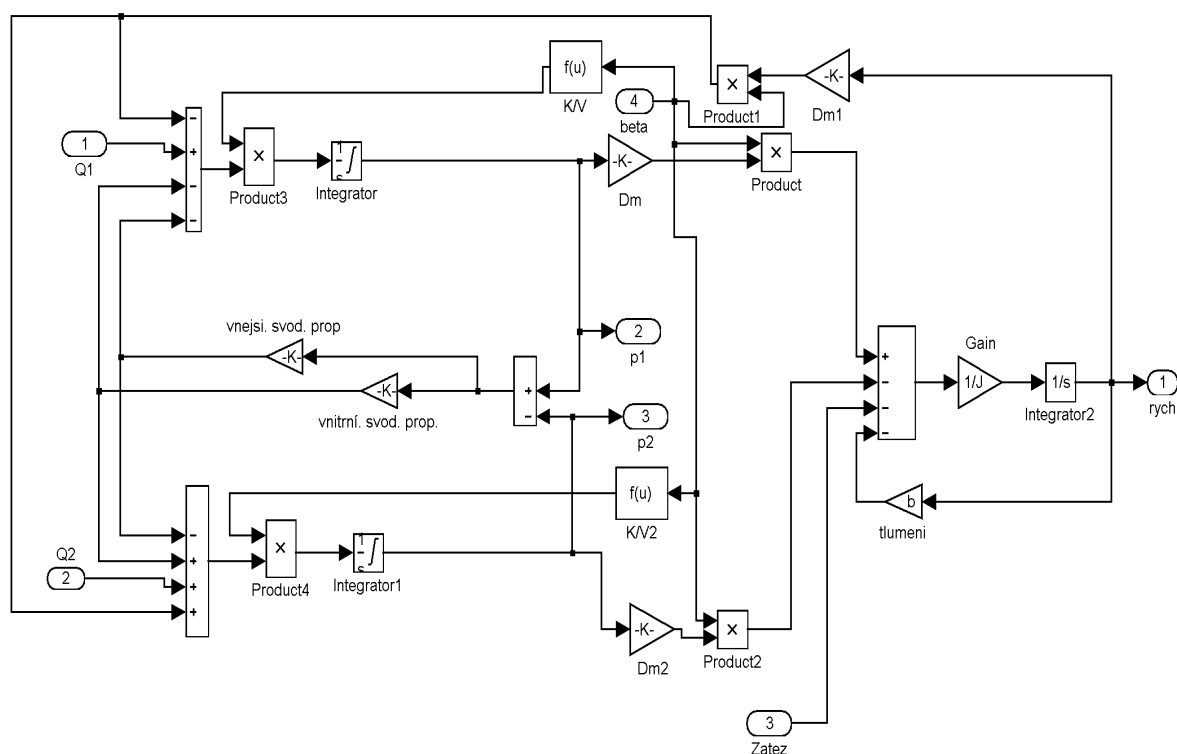
Jednotlivé převodníky jsou řešeny jako subsystemy. Vstupními veličinami do hydrogenerátoru jsou především otáčky, tlaky a regulační parametr β_G . Výstupními a zároveň vstupními veličinami pro hydromotor jsou proudy Q_1 a Q_2 , dále opět regulační parametr β_M a subsystem tvořící zátěž celého obvodu. Vyhodnocujícími parametry jsou tlaky p_1 a p_2 (Tlaky), respektive tlakový spád Δp , popřípadě „rychlost“, otáčky n_M (Otáčky HM). Dílčí subsystemy jednotlivých prvků jsou na obr.17 a obr.18.

Pro zachování realistického průběhu simulace jsou jednotlivé rozhodující (řídící) parametry buzeny pomocí rampové funkce. Jedná se o regulační parametry hydrogenerátoru a hydromotoru (β_G a β_M), otáčky hydrogenerátoru n_G . Hodnoty rampy jsou voleny cca. 2 sekundy.



Obr. 17 Schéma subsystému hydrogenerátoru.

Základem pro hydrogenerátor jsou vstupy: regulační parametr β_G (beta), hodnoty tlaků p_1 a p_2 , otáčky n_G (nHG). „Řídící“ veličiny – regulační parametr a otáčky HG jsou řešeny rampovou funkcí udávající realistickou změnu při startu nebo změně zátěže. Dalšími vstupy jsou konstanty nebo hodnoty řešeny pomocí zeslabení nebo zesílení systému (gainy), a jsou to: geometrický objem HG a vnitřní a vnější svodové propustnosti (Z_{hg} =interní a Z_{ehg} =externí). Výstupními hodnotami z hydrogenerátoru jsou průtoky Q_1 a Q_2 , se kterými se dále pracuje v subsystému hydromotoru.



Obr. 18 Schéma subsystému hydromotoru.

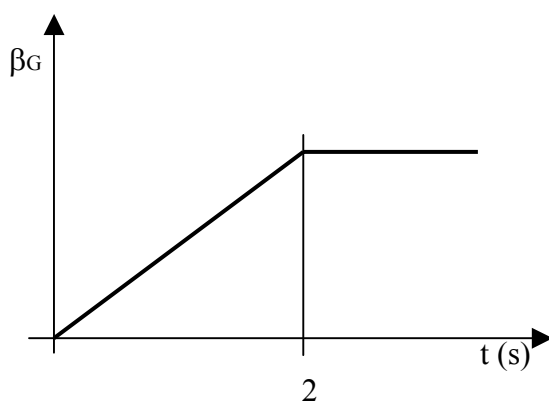
V subsystému hydromotoru jsou kromě samotné realizace vlastního chování HM zakomponovány i příslušné rovnice týkající se vedení. Základem pro subsystém HM jsou průtoky Q_1 a Q_2 a opět regulační parametr β_M (beta). Dalším vstupem je zátěž systému M_M . Hodnoty průtoků jsou dané hodnoty vstupující do HM, regulační parametr a zátěž jsou opět voleny pomocí rampové funkce. Hodnota náběhu β_M je volena shodně jako u HG cca. 2 sekundy. Zátěž celého systému je naopak zavedena s „rychlým“ nástupem rampy, tj. hodnoty časové realizace výskytu změny se dějí řádově v milisekundách. Opět jsou zde pomocí funkce „gain“ zavedeny svodové propustnosti (vnitřní a vnější) hydromotoru. Nutnou hodnotou pro realizaci systému je redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti J_r . Vedení je charakterizováno pomocí kapacity vedení, která je v modelu zahrnuta dílčími hodnotami.

Spojením obou subsystémů dostaneme celý model hydraulického obvodu. Výslednými prvky pro nás budou grafy tlaků a otáček, na základě kterých budeme porovnávat chování a vlastnosti jednotlivých hydromotorů. Model byl ověřen použitím libovolných převodníků při jednoduchých zatěžujících vlivech (např. pouze rozběh) a výsledky můžeme považovat za reálné. Tj. model lze použít pro libovolné podmínky a lze v něm realizovat vhodnou volbou parametrů jakýkoliv převodník.

Jednotlivé typy hydromotorů (axiální, radiální) tedy budou porovnány na základě jejich reakcí na odezvu v simulačním modelu, tj. na základě provozního režimu, který je tvořen zatěžovacím momentem.

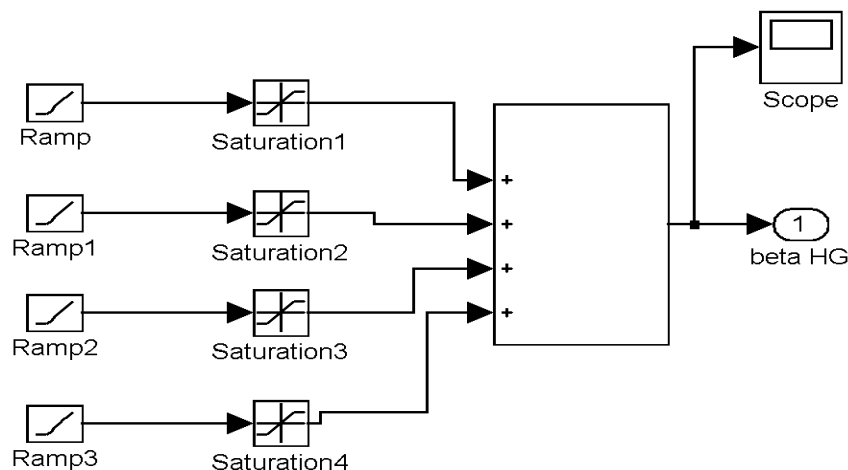
4.5 Buzení systému

Aby byla zachována realita systému, to znamená, aby start a vlivy při změnách momentové zátěže hydromotoru byly co nejvíce podobné reálnému hydraulickému obvodu, jsou parametry zajišťující tyto změny v simulačním modelu buzeny pomocí rampové funkce. Použitím rampové funkce lze dosáhnout postupného náběhu parametru až na jeho požadovanou hodnotu. Takto buzené parametry budou beta HG (β_G), beta HM (β_M). Ukázka rampy je na obrázku 19.



Obr. 19 Rampová funkce budících veličin.

Schéma subsystému zajišťující rozběh v prostředí MATLAB Simulink je ukázáno na obrázku 20.



Obr. 20 Rampová funkce tvořená pomocí bloků.

Potřebné hodnoty nastavení se zadávají do kolonky Ramp. Hodnota je převedena přes Saturation do systému a přes Sumátor dostaneme potřebnou hodnotu nastavení v daném čase.

5.0 Volba hydromotorů

Před vlastní simulací je nutno specifikovat vlastnosti mobilního stroje a vypočítat veškeré parametry potřebné pro zadávání do simulačního modelu.

5.1 Specifikace mobilního stroje

Prvním krokem k určení jednotlivých prvků hydraulického obvodu je zvolit si spalovací motor, který bude zdrojem energie pro celou hydraulickou soustavu. Spalovací motor je vznětový čtyřtákní čtyřválec Daimler-Chrysler o objemu 2970 cm³, výkonu 50 kW při 2600 min⁻¹ a maximálním krotícím momentem $M = 210 \text{ N.m}$ při 1400 min⁻¹.

Za mobilní stroj bude volen malý dampr pro práci ve středně těžkém terénu. Potřebné parametry pro výpočet hodnot volby HG a HM budou stanoveny pomocí vzorců týkajících se silových poměrů na kolech a vzorců pro jízdní odpory. Pomocí těchto hodnot budou stanoveny převodníky.

Potřebné hodnoty stroje:	$m_p = 2500 \text{ kg}$	$v_{\max} = 30 \text{ km/hod}$
	$m_u = 2500 \text{ kg}$	$S_x = 3 \text{ m}^2$
	$m_c = 4500 \text{ kg}$	$c_x = 0,6$
	$G = m_c \cdot g = 44145 \text{ N}$	$\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$
	$f = 0,05$	$\alpha = 16,7^\circ$
	$r = 0,42 \text{ m}$	$s = 30\%$

Budou především sledovány hodnoty týkající se stoupavosti vozidla a také hodnoty při jízdě po rovině. Veškeré parametry dostaneme pomocí výkonnostních ukazatelů vozidla.

Obecná rovnice pro hnací sílu:
$$\mathbf{F_k} = \mathbf{O_f} + \mathbf{O_v} \pm \mathbf{O_s} \pm \mathbf{O_a} \quad (5.1)$$

F_k	-	hnací síla
O_f	-	odpor valení
O_v	-	odpor vzduchu
O_s	-	odpor setrvačnosti
O_a	-	odpor stoupání

kde: $O_f = m_c \cdot g \cdot f \cdot \cos\alpha \quad (5.2)$

$$O_v = 0,5 \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2 \quad (5.3)$$

$$O_s = m_c \cdot \zeta \cdot (v / t) \quad (5.4)$$

$$O_a = m_c \cdot g \cdot \sin\alpha \quad (5.5)$$

Při maximální rychlosti 30 km/hod lze odpor vzduchu zanedbat. V tomto případě s touto hodnotou ale počítáme, i když nárůst hnací síly je minimální. Pro naše parametry činí tento nárůst 85 N.m. Rovněž odpor setrvačnosti pro výpočet maximální hodnoty momentu neuvažujeme.

Při výpočtu maximálního hnacího momentu potřebného na jízdu do svahu uvažujeme pouze odpor valení a odpor stoupání.

Pomocí těchto zjednodušení získáme jednotlivé maximální hodnoty momentů, podle kterých jsme schopni reálné volby hydraulických převodníků.

$n_{\text{motoru}} [\text{min}^{-1}]$	$P_{\text{SM}} [\text{kW}]$	$M_{\text{SM}} [\text{N.m}]$	$m_{\text{PE}} [\text{g.kWh}^{-1}]$	křivky konstantního výkonu [kW]		
				40	30	15
1000	100	202	260	79,0	57,0	38,0
1200	139	207	245,3	65,8	48,0	30,5
1400	165,1	210	235	57,0	41,0	24,3
1600	185,2	210	235	50,0	35,8	20,0
1800	202,7	208	240,6	44,3	31,8	16,5
2000	216,8	203	250	40,0	28,3	14,4
2200	230	198,1	263	36,2	26,0	13,0
2400	240	191,5	275	33,3	24,0	11,7
2600	250	183	285	31,0	22,0	10,5

Tabulka 1 Parametry spalovacího motoru.

5.2 Výběr radiálních hydromotorů

Pro umístění radiálních hydromotorů do stroje bude uvažována konstrukční zástavba radiálních HM přímo v kole. Pomocí definovaných vzorců nejdříve zjistíme potřebný moment na jeden hydromotor a podle tohoto momentu bude volen příslušný typ hydromotoru.

5.2.1 Výpočet potřebných parametrů při jízdě do svahu

Při jízdě do kopce sledujeme pouze parametry týkající se odporu valení a odporu stoupání. Neuvažujeme odpor vzduchu, protože vliv při jízdě do svahu je zanedbatelný. Hodnota maximálního stoupání je stanovena na $s = 30\%$ ($\alpha = 17^\circ$). Může se tedy vypočítat hnací síla a následně hnací moment.

$$F_k = f \cdot G \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha = 14\,799 \text{ N} \dots \text{hnací síla spočtená pomocí odporů valení a odporu stoupání.}$$

$$M_k = F_k \cdot r = 6\,216 \text{ N.m} \dots \text{hnací moment potřebný pro celé vozidlo.}$$

Hnací síla vozidla při jízdě do svahu je definována jako poměr reakcí zadní nápravy k přední: $Z_z / Z_p \approx 1,5$, tj. $M_{kz} / M_{kp} \approx 1,5$. Hodnota momentu pro zadní nápravu, která je při stoupání dominantní, je $M_{kz} = 3\,730 \text{ N.m}$. Na začátku této kapitoly bylo řečeno, že použijeme radiální hydromotory přímo v kolech, takže výsledný moment M_M potřebný pro volbu radiálního hydromotoru je:

$$\mathbf{M_M} = \mathbf{M_{k_z}} / 2 = 1\,865\, \text{N.m} \quad \dots \text{ hnací moment HM potřebný pro volbu převodníku a zatěžující moment do simulace.}$$

Jelikož jsou radiální hydromotory umístěny přímo v kole a neobsahují převodový mechanismus je hodnota $\mathbf{M_M}$ přímo shodná s momentem zátěže $\mathbf{M_Z}$ ($\mathbf{M_M} = \mathbf{M_Z}$).

Podle katalogového listu firmy Poclain byl vybrán **radiální hydromotor MSE05.8.530** [10]. Volba proběhla podle dosahovaného momentu hydromotoru, který odpovídá při tlakovému spádu 35 MPa, $\mathbf{M_{Mmax}} = 2\,952\, \text{N.m}$.

Nyní je potřeba porovnat vhodnost hydromotoru a zvolit hydrogenerátor. Všechny tři agregáty: spalovací motor, hydrogenerátor a hydromotor musejí být ve shodě tak, aby byly schopny realizovat danou zátěž vozidla.

Pomocí následujícího vztahu lze určit tlak potřebný pro hydromotor, a poté ze stejného vztahu můžeme vypočítat moment hydrogenerátoru a zkontrolovat jeho vhodnost se spalovacím motorem.

$$p = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V \cdot \beta} \quad (5.6)$$

Při jízdě budou uvažovány další náležitosti řízení jednotlivých hydraulických prvků, beta HM = 1 a beta HG bude proměnné. Tím se dosáhne potřebných vlastností, které bude schopen spalovací motor pojmout.

$$\begin{array}{ll} \text{HM:} & \text{HG:} \\ p = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_M}{V \cdot \beta} & M_G = \frac{V \cdot \Delta p \cdot \beta}{2 \cdot \pi} \end{array} \quad \begin{array}{l} (5.7) \\ (5.8) \end{array}$$

Hydrogenerátor vhodný pro obě řešení tj. pro radiální i axiální hydromotory je volen: **axiální hydrogenerátor A4VSG** ($V_G = 0.071\, \text{dm}^3$) [9]. Pomocí vztahu pro otáčky lze porovnat přímo v charakteristice spalovacího motoru jestli je kompatibilní.

$$n = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot M_G} \quad (5.9)$$

Postupným dosazováním dosáhneme různých hodnot pro nastavení hydrogenerátoru, které vyhovují momentu radiálního hydromotoru $\mathbf{M_M}$, který je potřebný pro jízdu do svahu. Všechny možné varianty nastavení odpovídají momentovému zatížení $\mathbf{M_M}$. Pro simulaci použijeme pouze jednu variantu řídicích parametrů. Parametry jsou uvedeny v tabulce 1.

	konstantní výkon 30 kW		
β_G	0,5	0,55	0,6
β_M	1	1	1
n_G, n_{SM}	2292	2085	1911
M_G	125	138	150
$M_Z (M_M)$	1865	1865	1865

Tabulka 2 Parametry při jízdě do svahu $s = 30\%$ (radiální HM).

V tabulce 1 jsou vypočteny parametry maximálního zatížení při zvolném stoupání. V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty pro poloviční stoupavost $s = 15\%$. Při simulaci pak můžeme volit libovolné režimy jízdy mezi hodnotami stoupání $s = 30\%$ a stoupání $s = 15\%$. Rychlosti, kterých dosáhneme při jízdě do svahů, jsou přibližně 8 km/hod.

	konstantní výkon 15 kW		
β_G	0,5	0,55	0,6
β_M	1	1	1
n_G, n_{SM}	1975	1791	1647
M_G	72,5	80	87
$M_Z (M_M)$	1083	1083	1083

Tabulka 3 Parametry při jízdě do svahu $s = 15\%$ (radiální HM).

5.2.2 Výpočet potřebných parametrů při jízdě po rovině

Při jízdě po rovině sledujeme parametry týkající se pouze odporu valení a odporu vzduchu. Rychlost jízdy po rovině bude maximální a to 30 km/hod. Pro jízdu po rovině bude použita pouze jedna (zadní) náprava (ve funkci budou pouze dva hydromotory). Pro rozmanitost jízdních režimů budou vypočteny i hodnoty při rychlostech 20 km/hod a 10 km/hod.

$$F_k = f \cdot G + (0,5 \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2) = 2\,286 \text{ N} \dots \text{ maximální hnací síla při jízdě na rovině.}$$

$$M_{kz} = F_k \cdot r = 960 \text{ N.m} \dots \text{ hnací moment potřebný na zadní nápravu.}$$

$$M_M = M_{kz} / 2 = 480 \text{ N.m} \dots \text{ hnací moment HM potřebný pro volbu převodníku a zatěžující moment do simulace.}$$

Hodnotu maximální rychlosti můžeme ověřit vztahem: $v = \omega \cdot r$, z něhož vypočteme otáčky hydromotoru. Hodnota otáček může být nejvýše shodná s maximálními otáčkami HM. V tomto případě jsou $n_M = 189 \text{ min}^{-1}$ a maximální otáčky radiálního HM jsou $n_M = 200 \text{ min}^{-1}$. Je nutné opět zkontrolovat vhodnost všech tří prvků tvořících pohon. Použije se stejných vztahů jako v kapitole 5.2.1 a výsledné hodnoty jsou zaznamenány v tabulkách 4 - 6. Při jízdě po rovině uvažujeme beta HM proměnné a beta HG = 1. Jelikož jsou radiální hydromotory neregulační, lze vypnout pístky tak, že je objem HM snížen na polovinu. Proto tabulka 3 obsahuje pouze jednu variantu nastavení.

	k.v. 30 kW
β_G	1
β_M	0,5
n_G, n_{SM}	2228
M_G	129
$M_Z (M_M)$	480

Tabulka 4 Parametry při jízdě po rovině $v = 30 \text{ km/hod}$ (radiální HM).

	k.v. 30 kW
β_G	1
β_M	0,5
n_G, n_{SM}	2276
M_G	126
$M_Z (M_M)$	471

Tabulka 5 Parametry při jízdě po rovině $v = 20$ km/hod (radiální HM).

	k.v. 30 kW
β_G	1
β_M	0,5
n_G, n_{SM}	2304
M_G	124
$M_Z (M_M)$	465

Tabulka 6 Parametry při jízdě po rovině $v = 10$ km/hod (radiální HM).

5.3 Výběr axiálních hydromotorů

Při zajištění pohonu vozidla pomocí axiálních hydromotorů bude uvažován stejný postup zástavby. Axiální hydromotory budou opět umístěny přímo v kolech. Jelikož jsou axiální HM rychloběžné, potřebujeme jejich vlastnosti redukovat na požadované při jízdě, což provedeme pomocí vloženého mechanického převodu mezi hydromotor a kolo. Hydrostatický pohon budou tvořit 4 axiální HM napájené jedním HG. Pro případ nedostatečného výkonu hydrogenerátoru bude přidán ještě jeden HG.

5.3.1 Výpočet potřebných parametrů při jízdě do svahu

Opět jako v kapitole 5.2.1 využijeme stejné vztahy a uvažujeme pouze odpor valení a odpor stoupání. Výpočtem hodnot pro maximální stoupavost $s = 30\%$ dosáhneme maximálního určení hnacího momentu, popř. momentu zadávaného v simulačním modelu. Hnací síla a moment je tedy opět vypočten:

$$F_k = f \cdot G \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha = 14\,799 \text{ N} \dots \text{hnací síla do svahu}$$

$$M_k = F_k \cdot r = 6\,216 \text{ N.m} \dots \text{hnací moment potřebný pro celé vozidlo.}$$

$$M_{kz} = 3\,730 \text{ N.m} \dots \text{hnací moment na zadní nápravu (při stoupání dominantní náprava)}$$

$$M_M' = M_{kz} / 2 = 1\,865 \text{ N.m} \dots \text{hnací moment HM potřebný pro volbu převodníku}$$

V úvodu této kapitoly bylo řečeno, že použijeme mechanický převod pro dosažení optimálních jízdních vlastností s axiálními hydromotory. Použijeme tedy koncového převodu $i = 16$ a výsledný moment na HM a zároveň zatěžující moment pro simulační model bude:

$$M_M = M_M' / 16 = 117 \text{ N.m}$$

Výběr axiálního hydromotoru: **axiální hydromotor A2FM.32**. Stejnou cestou jako v předešlých bodech zkontrolujeme vhodnost s hydrogenerátorem a spalovacím motorem. Hydrogenerátor zůstává stejný tj. axiální hydrogenerátor **A4VSG** ($V_G = 0.071 \text{ dm}^3$). Varianty hodnot nastavení parametru jsou uvedeny v tabulce 7.

	konstantní výkon 30 kW		
β_G	0,4	0,45	0,5
β_M	1	1	1
n_G, n_{SM}	2409	2142	1928
M_G	119	134	149
$M_Z (M_M)$	117	117	117

Tabulka 7 Parametry při jízdě do svahu $s = 30\%$ (axiální HM).

Opět jsou použity i hodnoty s poloviční stoupavostí $s = 15\%$ pro libovolnost výběru provozních režimů. Hodnoty jsou zaznamenány v tabulce 8.

	konstantní výkon 30 kW		
β_G	0,4	0,45	0,5
β_M	1	1	1
n_G, n_{SM}	2071	1841	1657
M_G	69	78	86
$M_Z (M_M)$	68	68	68

Tabulka 8 Parametry při jízdě do svahu $s = 15\%$ (axiální HM).

5.3.2 Výpočet potřebných parametrů při jízdě po rovině

Stejně jako v kapitole 5.2.2 budeme sledovat při jízdě po rovině pouze odpor valení a odpor vzduchu. Opět bude poháněna pouze zadní náprava, tedy 2 HM. Rychlost pro zjištění maximálního momentu je opět $v = 30 \text{ km/hod}$. Pro libovolnost provozních režimů bude opět proveden výpočet i pro rychlosti $v = 20 \text{ km/hod}$ a $v = 10 \text{ km/hod}$.

$$F_k = f \cdot G + (0,5 \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2) = 2\,286 \text{ N} \dots \text{ maximální hnací síla při jízdě na rovině.}$$

$$M_{kz} = F_k \cdot r = 960 \text{ N.m} \dots \text{ hnací moment potřebný na zadní nápravu.}$$

$$M_{kz1} = M_{kz} / 2 = 480 \text{ N.m} \dots \text{ hnací moment potřebný pro jeden převodník.}$$

$$M_M = M_k / 16 = 30 \text{ N.m} \dots \text{ hnací moment } M_M \text{ potřebný pro výpočet při koncovém převodu } i = 16 \text{ a zatěžující moment do simulace.}$$

Možná nastavení parametrů obsahují tabulky 9 – 11 .

	konst. výkon 15 kW	
β_G	0,8	0,9
β_M	1	1
n_G, n_{SM}	2365	2102
M_G	61	68
$M_Z (M_M)$	30	30

Tabulka 9 Parametry při jízdě po rovině $v = 30$ km/hod (axiální HM).

	konst. výkon 15 kW	
β_G	0,8	0,9
β_M	1	1
n_G, n_{SM}	2412	2144
M_G	59	67
$M_Z (M_M)$	29,3	29,3

Tabulka 10 Parametry při jízdě po rovině $v = 20$ km/hod (axiální HM).

	konst. výkon 15 kW	
β_G	0,8	0,9
β_M	1	1
n_G, n_{SM}	2453	2180
M_G	58	66
$M_Z (M_M)$	28,8	28,8

Tabulka 11 Parametry při jízdě po rovině $v = 10$ km/hod (axiální HM).

5.4 Vedení

Vedení mezi hydrogenerátorem a hydromotorem slouží k přenosu tlakové energie mezi oběma převodníky a může svými vlastnostmi do značné míry ovlivňovat chování celého obvodu. Problematika dynamiky vedení, zejména rozsáhlejších potrubních sítí, je značně složitá a proto je pochopitelná snaha o zjednodušení, resp. nalezení takového modelu, který by byl relativně jednoduchý a přitom vystihoval danou situaci dostatečně přesně.

Popsat dynamické chování vedení je principiálně možné dvěma způsoby:

- nahrazení vedení zjednodušeným modelem, ve kterém jsou všechny dynamické parametry (tj. hydraulický odpor R , indukčnost H a kapacita C vedení) soustředěny do určitých míst. Hovoříme o modelu se soustředěnými parametry. Jestliže předpokládáme v modelu jednorozměrné proudění, máme pro popis tři proměnné veličiny: závislé – tlak p a proud Q a nezávislou – čas t , přičemž časová změna p i Q probíhá v celém sledovaném vedení současně. Takovýto model má jeden stupeň volnosti.

- b) respektujeme skutečné rozměry vedení, kdy dynamické parametry jsou objemově spojitě rozloženy. Hovoříme o modelu s rozloženými parametry. Budeme-li předpokládat jednorozměrné proudění (dominantní je proudění ve směru $l(x)$), potom máme čtyři proměnné veličiny: závislé – p a Q , nezávislé – t a odlehlost x . Tento model má nekonečně mnoho stupňů volnosti.

Nejdůležitějším faktorem ve vedení pro simulační model je kapacita C . Při symetrickém uspořádání systému je potřeba uvažovat kapacitu vedení i kapacitu obou převodníků, takže pro obě větve platí:

$$C = \frac{1}{K_e} \left(V_v + \frac{V_{G0} \cdot \varphi + V_{M0}}{2} \right) \quad (5.10)$$

Geometrické objemy H_G a H_M dohromady činí přibližně 3% objemu vedení při použití **axiálních hydromotorů**. Geometrické objemy lze ještě rozdělit na vstupní a výstupní poloprostory jednotlivých převodníků. Budeme tedy postupovat tak, že přičteme k objemu vedení plnou hodnotu geometrického objemu jednoho z převodníků např. H_M . Efektivní modul objemové pružnosti pro ocelové potrubí $K_{eo} = 1,47 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-2}$ [1], [12]. Geometrické objemy: $V_{M0} = 0,000032 \text{ m}^3$ a $V_v = 0,0022465 \text{ m}^3$.

Výsledná kapacita ocelového potrubí C_O bude tedy:

$$C_O = \frac{V_{M0} + V_v}{K_{eo}} \quad (5.11)$$

Číselně bude kapacita vycházet $C_O = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, pro axiální HM s ocelovým potrubím.

U **radiálních HM** je nutné uvažovat s většími objemy poloprostorů převodníků $V_{M0} = 0,000530 \text{ m}^3$ a $V_v = 0,0022465 \text{ m}^3$, pro ocelové potrubí bude $C_O = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, pro radiální hydromotor.

Ocelové potrubí: $C_O = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ pro **axiální hydromotor**
 $C_O = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ pro **radiální hydromotor**

Hydrostatické převody mají především uplatnění v mobilních strojích a tudíž se nechá očekávat, že hydromotor (hydromotory) mohou vůči hydrogenerátoru konat relativní pohyb a proto bude potřeba, aby celé nebo alespoň část potrubí byla ohebně realizována hadicemi. V našem případě budeme uvažovat celé vedení pomocí hadic. Označí-li se modul objemové pružnosti hadice $K_H = 1,74 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-2}$ [1], [12] a oleje $K = 1,5 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-2}$, bude kapacita hadicového vedení C_H :

$$C_H = \frac{K + K_H}{K \cdot K_H} \cdot (V_H + V_{M0}) = \frac{(V_H + V_{M0})}{K_{eH}} \quad (5.12)$$

kde	V_H	$[\text{m}^3]$	...	geometrický objem hadice
	V_{M0}	$[\text{m}^3]$	...	geometrický objem hydromotoru
	K_{eH}	$[\text{N.m}^{-2}]$	...	efektivní modul objemové pružnosti hadice

Ekvivalentní modul objemové pružnosti hadice se spočte dle vzorce:

$$K_{eH} = \frac{K \cdot K_H}{K + K_H} \quad (5.13)$$

Výsledná hodnota ekvivalentního modulu objemové pružnosti hadice $K_{eH} = 0,81 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-2}$.

Opět musíme rozlišit velikosti poloprostorů jednotlivých převodníků. Pro axiální HM budeme uvažovat shodně $V_{M0} = 0,000032 \text{ m}^3$ ($V_{M0} = 0,000530 \text{ m}^3$) a $V_H = 0,0022465 \text{ m}^3$. Takže kapacita hadicového vedení bude podle vzorce pro C_H :

Hadicové potrubí: $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ pro **axiální hydromotor**
 $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ pro **radiální hydromotor**

6.0 Vlastní simulace

V předešlých kapitolách byly spočítány potřebné parametry, které jsou důležité pro správnost a funkčnost celého hydrostatického pohonu. Byly vybrány hydrostatické prvky zajišťující pohon vozidla. Budeme tedy porovnávat hydrostatický pohon s radiálními a axiálními hydromotory.

Zvolené prvky jsou tedy:

- hydrogenerátor ... **axiální hydrogenerátor A4VSG.71**
- hydromotory ... **radiální hydromotor MSE05.8.530**
- ... **axiální hydromotor A2FM.32**

Buzení parametrů je zvoleno, jak již bylo popsáno v kapitole 4.5, pomocí rampové funkce (změny jsou realizovány s časovým náběhem 2 sekundy).

Poté co byly zvoleny typy převodníků, můžeme stanovit svodové propustnosti. Tyto hodnoty nelze nikdy přesně určit. Při provozu dochází k opotřebení pohybujících se dílů, takže v průběhu životnosti hydromotoru dochází k jejich změně. Některé katalogové listy tyto hodnoty uvádějí. Pomocí těchto katalogových listů budou voleny svodové propustnosti kvalifikovaným odhadem pro naše typy převodníků, zdroj [10].

Pro axiální hydrogenerátor A4VSG.71

$$G_{iG} = 1 \cdot 10^{-13} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1} \quad G_{eG} = 5 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro axiální hydromotor A2FM.32:

$$G_{iM} = 1 \cdot 10^{-13} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1} \quad G_{eM} = 7 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro radiální hydromotor MSE05.8.530

$$G_{iM} = 1 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1} \quad G_{eM} = 7 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní moment setrvačnosti J_M [kg.m²] je moment pouze hydromotoru. Mechanická indukčnost HM je $H_M = (2\pi / V_{M0}) \cdot J_M$ [N.m⁻⁵.s²] a celková indukčnost systému, tj. včetně vedení $H_S = H_M + H_V$, přičemž indukčnost vedení je přibližně $H_V \approx 7,9 \cdot 10^6$, respektive hmotový moment systému redukovaný na hydromotor, je $J_{Me} = (V_{M0} / 2\pi)^2 \cdot H_S$. Je zřejmé, že vliv indukčnosti kapaliny ve vedení činí přibližně 8% hmotnostního momentu setrvačnosti samotného hydromotoru.

Je nutné spočítat redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti J_r , který bude odpovídat zatížení celého mobilního stoje. Nejdříve určíme zatěžující hmotnostní moment J_z , který odpovídá zatížení na jedno kolo vozu při celkové hmotnosti. Pro tento výpočet použijeme vztahu z literatury [14]:

$$\zeta = 1 + \frac{J_M \cdot i_c^2 \cdot \eta_c + \sum J_k}{r^2 \cdot m_c} \quad (6.1)$$

kde: $\zeta = 1,03$ [-]	... součinitel vlivu rotačních hmot.
$J_M = 0,03$ (0,0012) [kg.m ²]	... hmotnostní moment setrvačnosti pro radiální (axiální) hydromotor.
$i_c = 1$ (16) [-]	... celkový převod pro radiální (axiální) HM
$\eta_c = 1$ [-]	... celková účinnost.
$r = 0,42$ [m]	... poloměr kola.
$m_c = 4500$ [kg]	... celková hmotnost stroje.
$\sum J_k$ [kg.m ²]	... hmot. moment setrvačnosti pro všechna kola.

Po úpravě tohoto vzorce dostaneme hodnotu $\sum J_k$, což je hmotnostní moment setrvačnosti pro všechna 4 kola. Po-té již stačí vydělit tuto hodnotu 4 a dostaneme zatěžující hmotnostní moment setrvačnosti, který použijeme při výpočtech redukovaného hmotnostního momentu J_r setrvačnosti v simulačním modelu. Ve vzorci je použita hodnota J_M , která může být zvolena jak pro radiální, tak pro axiální hydromotor. Hodnoty pro J_z jsou tak nepatrné, že budeme ve výsledku volit tu největší, tj. hodnotu pro radiální hydromotor $J_M = 0,03$.

Hodnota $\sum J_k$ je tedy rovna 23,578 kg.m², hledanou veličinou J_z je tedy:

$$J_z = \sum J_k / 4 = 5,894 \text{ kg.m}^2$$

Z dynamického hlediska je rozhodujícím kritériem velikost setrvačných hmot. Bez vloženého mechanického převodu je redukovaný hmotnostní moment na hřídel hydromotoru dán součtem setrvačných hmot rotujících hmotností a zátěže [15]. Toto tvrzení odpovídá našemu uspořádání s radiálními hydromotory. Konečný redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti pro zástavbu s radiálními HM je:

$$J_{rR} = J_{MR} + J_z = 0,03 + 5,894 = 5,924 \text{ kg.m}^2$$

... redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti pro simulaci s radiálním HM.

Pro uspořádání s vloženým mechanickým převodem a tedy pro zástavbu s axiálními hydromotory odpovídá vztah [15]:

$$J_{rA} = J_{MA} + J_z \cdot (\omega_z / \omega_M) = 0,0012 + 5,894 \cdot 3,9063 \cdot 10^{-3} = 0,024 \text{ kg.m}^2$$

... redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti pro simulaci s axiálním HM.

6.1 Parametry pro vlastní simulaci

Dosazovanými parametry v simulačním modelu jsou:

V_G	-	geometrický objem hydrogenerátoru
V_M	-	geometrický objem hydromotoru
D_M	-	konstanta hydromotoru
V_1, V_2	-	geometrické objemy poloprostorů hydromotoru, vedení
$G_{(e,iM,e,iG)}$	-	svodové propustnosti
b	-	viskozni tlumení
K	-	modul objemové pružnosti
β_G	-	regulační parametr HG
β_M	-	regulační parametr HM
n_G	-	otáčky HG
M_Z	-	zatěžovací moment
J_r	-	redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti

Při simulaci jsou dosazované parametry odlišné podle druhu hydromotoru (radiální, axiální) a jsou ukázány v následujících tabulkách. Hodnoty v tabulkách jsou získané z katalogových listů [9], [10] příslušných hydromotorů nebo spočteny.

V_G	0,000071	$[m^3]$
V_M	0,000032	$[m^3]$
D_M	0,000005093	$[m^3 \cdot rad^{-1}]$
G_{iG}	$1 \cdot 10^{-13}$	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$
G_{eG}	$5 \cdot 10^{-12}$	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$
G_{iM}	$1 \cdot 10^{-13}$	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$
G_{eM}	$7 \cdot 10^{-12}$	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$
b	0,002	$[N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}]$
K	$1,5 \cdot 10^9$	$[Pa]$
J_r	0,024	$[kg \cdot m^2]$

Tabulka 12 Hodnoty zadávaných parametrů pro axiální hydromotor.

„Řídícími“ hodnotami jsou regulační parametry HG a HM, otáčky HG a zatěžující moment. V kapitole 5.2 a dále jsou možné varianty pro každé zatížení. Z možných variant je zvolena vždy jedna hodnota z několika možných pro daný provozní režim.

	konstantní výkon 30 kW				konstantní výkon 15 kW		
β_G	0,4	0,45	0,5	β_G	0,4	0,45	0,5
β_M	1	1	1	β_M	1	1	1
n_G, n_{SM}	2409	2142	1928	n_G, n_{SM}	2071	1841	1657
M_G	119	134	149	M_G	69	78	86
M_Z (M_M)	117	117	117	M_Z (M_M)	68	68	68
Axiální HM, stoupání , $s = 30\%$				Axiální HM, stoupání , $s = 15\%$			

	konst. výkon 15 kW			konst. výkon 15 kW			konst. výkon 15 kW	
β_G	0,8	0,9	β_G	0,8	0,9	β_G	0,8	0,9
β_M	1	1	β_M	1	1	β_M	1	1
n_G, n_{SM}	2365	2102	n_G, n_{SM}	2412	2144	n_G, n_{SM}	2453	2180
M_G	61	68	M_G	59	67	M_G	58	66
M_Z (M_M)	30	30	M_Z (M_M)	29,3	29,3	M_Z (M_M)	28,8	28,8
Axiální HM, rovina , rychlost $v = 30$ km/hod			Axiální HM, rovina , rychlost $v = 20$ km/hod			Axiální HM, rovina , rychlost $v = 10$ km/hod		

Tabulka 13 Hodnoty „řídících“ parametrů pro axiální hydromotor.

Výše uvedené hodnoty v tab.12 a 13 jsou určujícími hodnotami pro simulaci a vyhodnocení vlastností hydrostatického obvodu s axiálním hydromotorem.

V_G	0,000071	$[m^3]$
V_M	0,000160	$[m^3]$
D_M	0,00008435	$[m^3 \cdot rad^{-1}]$
G_{iG}	$1 \cdot 10^{-13}$	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$
G_{eG}	$5 \cdot 10^{-12}$	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$
G_{iM}	$1 \cdot 10^{-12}$	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$
G_{eM}	$7 \cdot 10^{-12}$	$[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$
b	0,002	$[N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}]$
K	$1,5 \cdot 10^9$	$[Pa]$
J_r	5,924	$[kg \cdot m^2]$

Tabulka 14 Hodnoty zadávaných parametrů pro radiální hydromotor.

	konstantní výkon 30 kW				konstantní výkon 15 kW		
β_G	0,5	0,55	0,6	β_G	0,5	0,55	0,6
β_M	1	1	1	β_M	1	1	1
n_G, n_{SM}	2292	2085	1911	n_G, n_{SM}	1975	1791	1647
M_G	125	138	150	M_G	72,5	80	87
M_Z (M_M)	1865	1865	1865	M_Z (M_M)	1083	1083	1083
Radiální HM, stoupání , $s = 30\%$				Radiální HM, stoupání , $s = 15\%$			

	k.v. 30 kW		k.v. 30 kW		k.v. 30 kW
β_G	1	β_G	1	β_G	1
β_M	0,5	β_M	0,5	β_M	0,5
n_G, n_{SM}	2228	n_G, n_{SM}	2276	n_G, n_{SM}	2304
M_G	129	M_G	126	M_G	124
M_Z (M_M)	480	M_Z (M_M)	471	M_Z (M_M)	465
Radiální HM, rovina , rychlost $v = 30$ km/hod		Radiální HM, rovina , rychlost $v = 20$ km/hod		Radiální HM, rovina , rychlost $v = 10$ km/hod	

Tabulka 15 Hodnoty „řídících“ parametrů pro radiální hydromotor

Výše uvedené hodnoty v tab.14 a 15 jsou určujícími hodnotami pro vyhodnocení vlastností hydrostatického obvodu s radiálním hydromotorem.

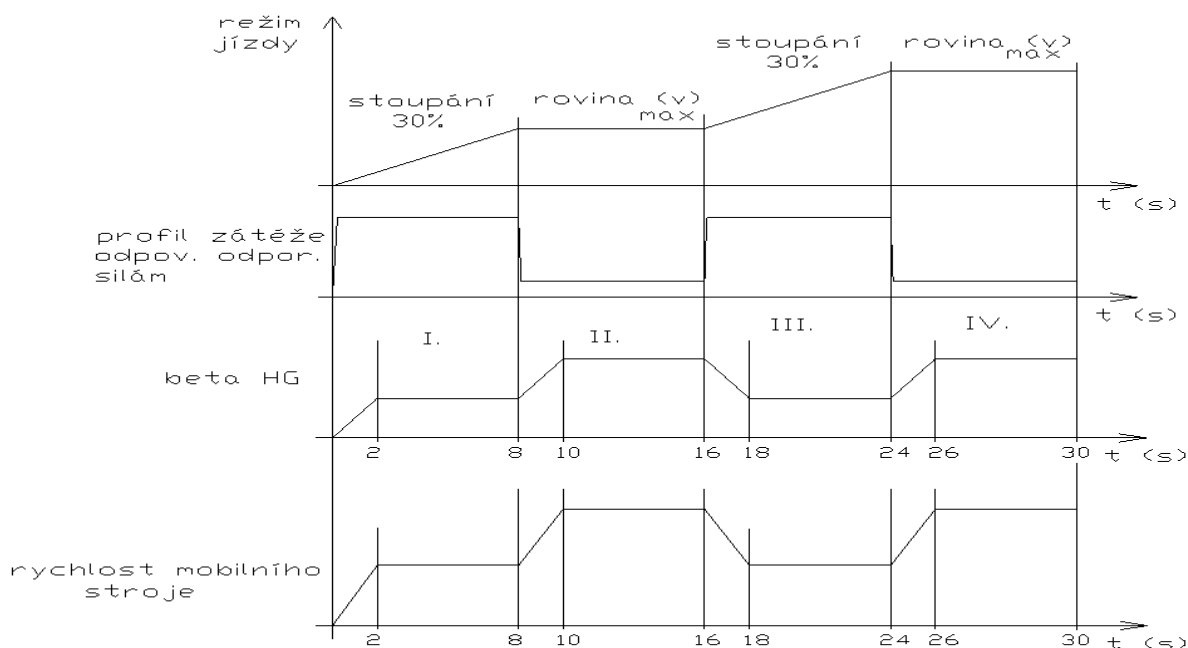
Důležitým parametrem ovlivňujícím chování hydromotorů je kapacita celého systému. Kapacita C je v modelu zahrnuta pomocí hodnot objemu vedení V_v a objemu hydromotoru V_{M0} a modulu objemové pružnosti K , viz. kapitola 5.4. Pro naše účely budou uvažovány dvě varianty, a to s potrubím ocelovým a potrubím hadicovým. Hodnoty jednotlivých kapacit jsou odlišné také vzhledem k velikosti geometrického objemu každého s převodníky. Spočtené hodnoty jsou podle vzorců z kapitoly 5.4 a jsou:

- pro axiální hydromotor s ocelovým vedením $C_O = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$
- pro axiální hydromotor s hadicovým vedením $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$
- pro radiální hydromotor s ocelovým vedením $C_O = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$
- pro radiální hydromotor s hadicovým vedením $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$

Veškeré parametry jsou spočteny a navrženy a můžeme přikročit k samotné simulaci. Pro objektivnější posouzení chování jednotlivých hydromotorů jsou voleny libovolné provozní režimy jízdy. Spočtené hodnoty jsou pro režim jízdy: do svahu se stoupáním $s = 30\%$, stoupáním $s = 15\%$, a jízda po rovině při rychlostech $v = 30 \text{ km/hod}$, $v = 20 \text{ km/hod}$, $v = 10 \text{ km/hod}$. Z těchto spočtených zatížení jsou sestaveny různé varianty provozních režimů.

Varianta 1.

Zatěžující moment hydromotoru M_Z a ostatní zadávané hodnoty budou voleny z vypočtených režimů **maximálních jízdních parametrů**. Schéma zatěžujícího režimu pro první variantu je na obrázku 21 a bude takovéto: hodnoty jízdy **do svahu - po rovině - do svahu - po rovině**. Pro upřesnění, hodnoty jízdy do svahu jsou voleny na maximální stoupavost vozidla, která je $s = 30\%$. Hodnoty jízdy po rovině jsou voleny na maximální dosažitelnou rychlost vozidla $v = 30 \text{ km/hod}$.



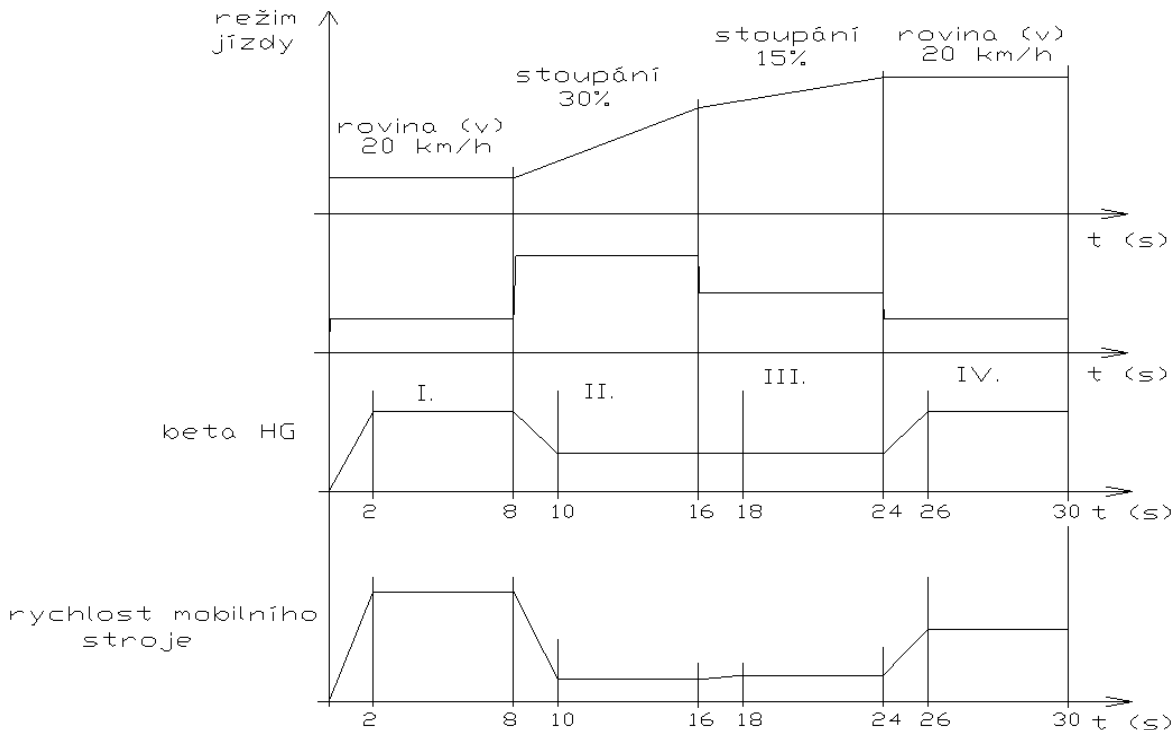
Obr. 21 Schéma zatěžujícího režimu pro variantu 1.

Při stoupání v oblasti I. uvažujeme hodnotu stoupavosti $s = 30\%$ a rychlost vozidla $v = 8$ km/hod (radiální HM), $v = 14$ km/hod (axiální HM). Pro režim jízdy na rovině v oblasti II. uvažujeme rychlost vozidla $v = 30$ km/hod. V oblasti III. opět volíme stoupání $s = 30\%$ a rychlost $v = 8$ km/hod (radiální HM), $v = 14$ km/hod (axiální HM). V poslední oblasti IV. je volena rychlost opět $v = 30$ km/hod. Zatěžující režim ve variantě 1 je sestaven na maximální možné zatížení hydromotorů.

Rozdílné hodnoty rychlostí v režimu stoupání v oblastech I. a III. u radiálních a axiálních hydromotorů jsou z důvodu schopnosti vypořádání jednotlivých převodníků s danou zátěží. Hodnoty dosazované do simulačního modelu jsou počítány z maximální možné stoupavosti. Při výpočtu je brán v úvahu pouze odpor valení a odpor stoupání. Vliv rychlosti je v této situaci zanedbatelný. Stejně vlastnosti jsou i ve variantě 2 v režimech stoupání vozidla.

Varianta 2.

Zatěžující moment hydromotoru M_Z a ostatní zadávané hodnoty budou voleny v libovolných možnostech, které jsou ukázány v kapitole 6.1. Schéma zatěžujícího režimu pro druhou variantu je na obrázku 22. a bude takovéto: hodnoty jízdy **po rovině - do svahu - do svahu - po rovině**. Při jízdě po rovině v oblasti I. je rychlost $v = 20$ km/hod. V oblasti II. je stoupání $s = 30\%$ při rychlosti $v = 5$ km/hod (radiální HM), $v = 9,5$ km/hod (axiální HM). V oblasti III. následuje stoupání $s = 15\%$ při rychlosti $v = 7$ km/hod (radiální HM), $v = 11$ km/hod (axiální HM). V poslední oblast IV. je volena jízda po rovině rychlostí $v = 20$ km/hod.



Obr. 22 Schéma zatěžujícího režimu pro variantu 2.

Následují výsledky grafů jednotlivých simulací, možné jsou i jiné typy volených zátěží. Nejdříve jsou vykresleny grafy a tabulky pro ověření správnosti simulačního modelu. Grafy a tabulky variantního řešení 2 jsou zobrazeny v příloze.

6.2 Grafy a tabulky simulací hydrostatického obvodu

6.2.1 Výsledky simulace pro ověření správnosti simulačního modelu.

Nejprve je volen jednoduchý režim jízdy hydrostatického pohonu. Tato volba slouží pro ověření správnosti simulačního modelu v prostředí MATLAB Simulink. Jedná se o rozběh hydrostatického pohonu při nulové zátěži. Parametry takto navrženého režimu jsou v následujících tabulkách. Hodnoty zadávaných parametrů jednotlivých převodníků jsou shodné s tabulkami 12 pro axiální HM a 14 pro radiální HM.

	k.v. 800 W		k.v. 1 kW
β_G	0,8	β_G	0,5
β_M	1	β_M	1
n_G, n_{SM}	2117	n_G, n_{SM}	1431
M_G	3,61	M_G	6,67
$M_Z (M_M)$	2	$M_Z (M_M)$	50
Axiální HM, rozběh		Radiální HM, rozběh	

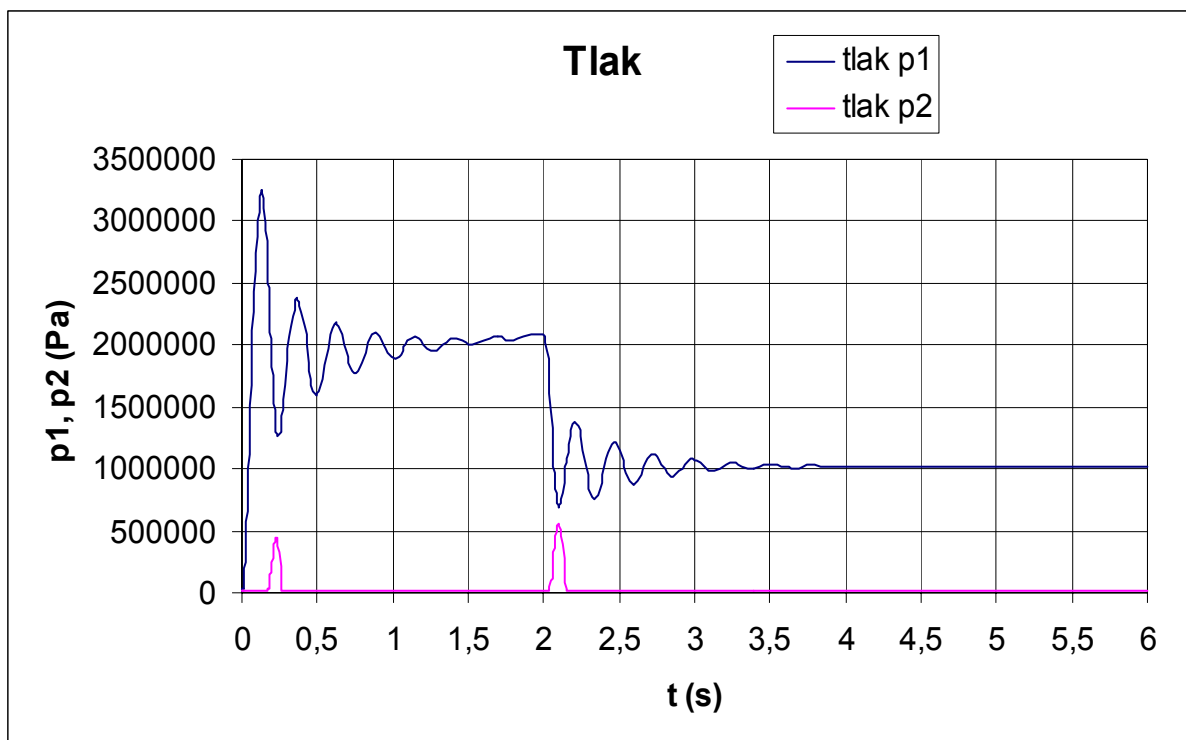
Tabulka 16 Hodnoty „řídících“ parametrů pro rozběh.

Výsledkem jsou pro nás hodnoty tlakového spádu, popřípadě otáčky jednotlivých hydromotorů. Jednotlivé hodnoty jsou jak pro axiální, tak pro radiální hydromotor. Jsou také patrné vlivy volených kapacit (použité hadicové vedení nebo ocelové vedení).

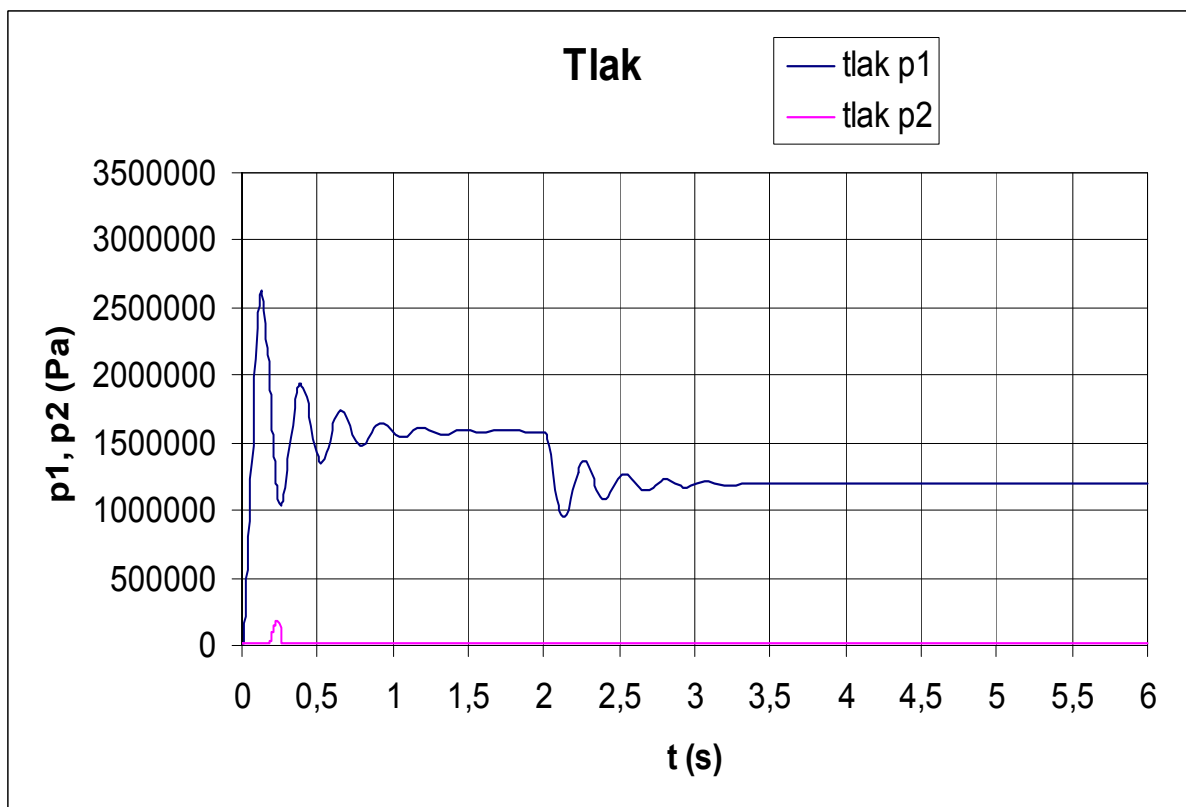
Axiální HM					Radiální HM				
čas [s]	β_G [-]	p1 [MPa]	p2 [MPa]	n [ot/min]	čas [s]	β_G [-]	p1 [MPa]	p2 [MPa]	n [ot/min]
0,25	0,09	3,97	0,01	342	0,25	0,06	1,05	0,01	542
0,5	0,2	3,51	0,01	629,7	0,5	0,12	1,33	0,01	1268,1
0,75	0,3	2,55	0,01	997	0,75	0,18	1,44	0,01	1278,8
1	0,4	3,09	0,01	1351	1	0,25	1,5	0,01	1282,5
1,25	0,49	3,14	0,01	1653,8	1,25	0,31	1,52	0,01	1282,3
1,5	0,6	3,02	0,01	2036,9	1,5	0,38	1,54	0,01	1282,3
1,75	0,69	3,12	0,01	2365,2	1,75	0,44	1,54	0,01	1282,3
2	0,8	3,15	0,01	2706,3	2	0,5	1,55	0,01	1282,3
2,25	0,8	1,86	0,03	2704,1	2,25	0,5	1,36	0,01	2163,3
2,5	0,8	0,85	0,01	2718,4	2,5	0,5	1,27	0,01	2976,4
2,75	0,8	0,95	0,01	2737,3	2,75	0,5	1,23	0,01	2983,6
3	0,8	1,14	0,01	2729,1	3	0,5	1,21	0,01	2988,5
3,25	0,8	0,96	0,01	2728,2	3,25	0,5	1,2	0,01	2988,1
3,5	0,8	1,01	0,01	2731	3,5	0,5	1,2	0,01	2988,1
3,75	0,8	1,04	0,01	2729	3,75	0,5	1,19	0,01	2988
4	0,8	1,03	0,01	2729,2	4	0,5	1,2	0,01	2988
4,5	0,8	1,03	0,01	2729,6	4,5	0,5	1,2	0,01	2006,5
5	0,8	1,02	0,01	2729,6	5	0,5	1,2	0,01	1287,1
6	0,8	1,02	0,01	2729,6	6	0,5	1,2	0,01	1285,6

Tabulka 17, 18 Hodnoty simulace rozběhu pro ocelové vedení, tj. kapacity axiálního HM $C_o = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ a radiálního HM $C_o = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$.

Grafy tlaků (tlakového spádu) axiálního a radiálního hydromotoru při použití ocelového vedení v rozběhovém režimu.

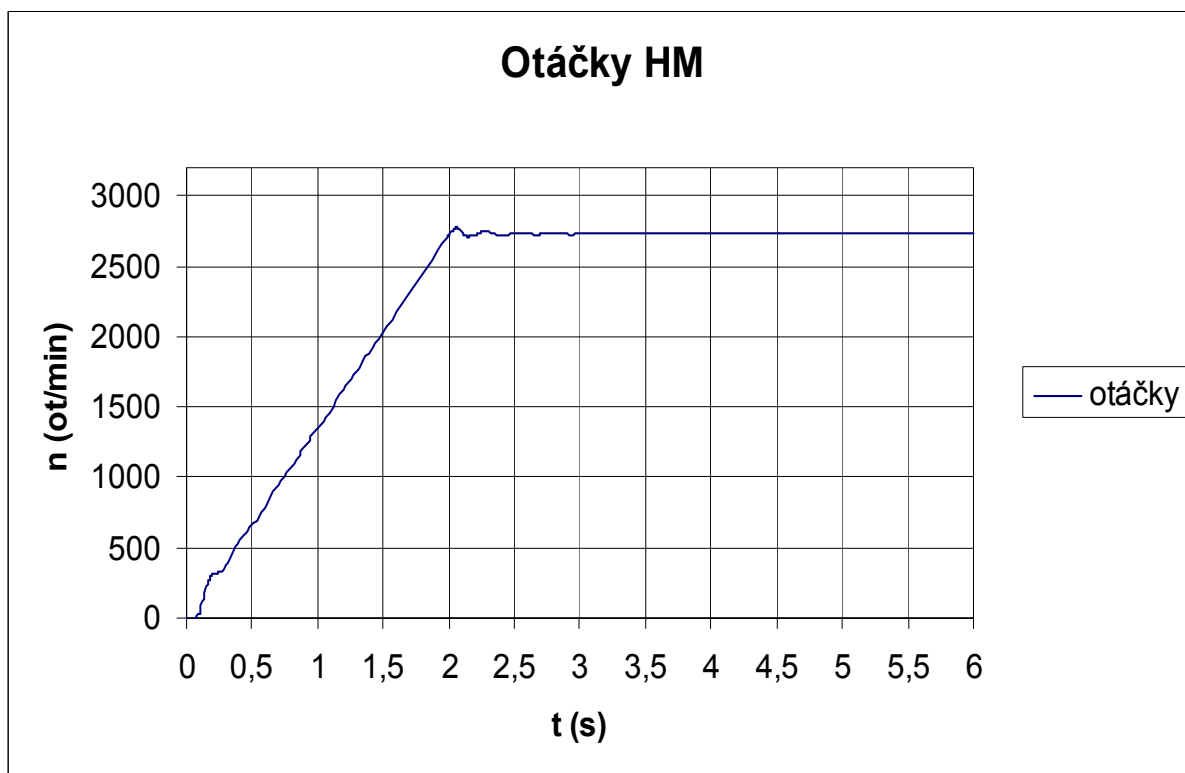


Graf 1 Axiální HM, kapacita $C_0 = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, rozběh.

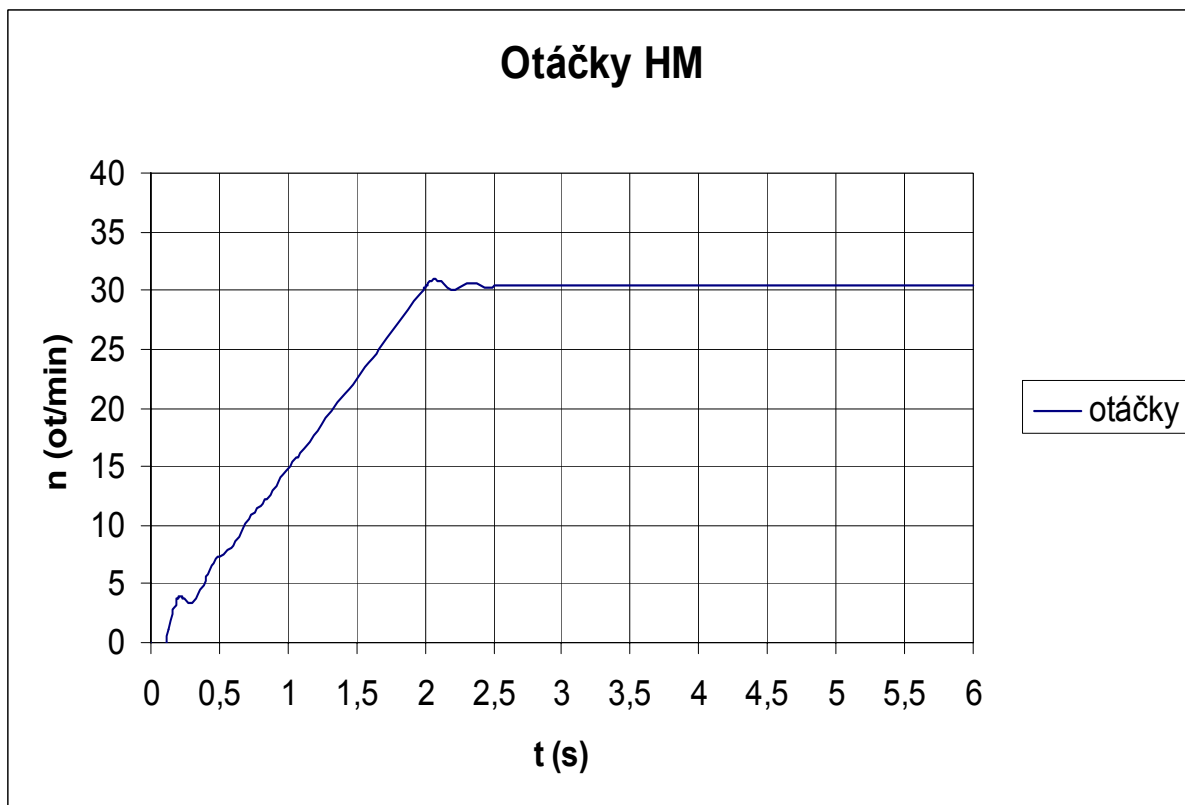


Graf 2 Radiální HM, kapacita $C_0 = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, rozběh.

Grafy otáček axiálního a radiálního hydromotoru při použití ocelového vedení v rozběhovém režimu.



Graf 3 Axiální HM - otáčky, kapacita $C_0 = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, rozběh.



Graf 4 Radiální HM - otáčky, kapacita $C_0 = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, rozběh.

6.2.2 Zhodnocení simulačního modelu

Při takto zvoleném provozním režimu (rozběhu) jsou patrné některé důležité vlastnosti jednotlivých převodníků. Řídicími veličinami jsou beta (β_G) a otáčky (n_G) HG a beta (β_M) HM. Hodnoty těchto vstupních parametrů do simulačního modelu jsou ukázány v tabulce 16. Hodnoty beta vstupující do systému jsou voleny pomocí rampové funkce viz. kapitola 4.5. Zatížení hydromotorů je nulové z důvodu získání informací o správné funkčnosti simulačního modelu.

Při rozboru tlakových grafů je důležitým hlediskem pokles po náběhu β_G na hodnotu 2 sekund, kde se projeví rozdíl mezi tlakovým spádem statickým a dynamickým a pouze tlakovým spádem statickým v oblasti od 2 sekund dále. Odlišný tlakový spád po ustálení je dán velikostí převodníků a použitým převodovým poměrem. Dalším výrazným vlivem je hodnota kapacity, určující druh použitého vedení v obvodu. Rozdílné kapacity ovlivňují výsledky simulace změnou doby kmitu. Dobu kmitu také ovlivňuje redukovaný hmotnostní moment. Jednotlivé grafy mají odlišné kapacity vedení vypočítané pro každý převodník samostatně. Vliv kapacity (při vyšší hodnotě) se projevuje větší dobou kmitu. Tj. při menší kapacitě systému je časový úsek jednoho kmitu kratší než časový úsek jednoho kmitu při vypočtené vyšší kapacitě. Rozdíl mezi oběma typy převodníků se shodným vedením (např. ocelovým) je nepatrný, protože kapacita je měněna jen nepatrně. Je to způsobeno především velikostí objemu každého z HM. Redukovaný hmotnostní moment je konstantní pro oba převodníky. Pochopitelně u axiálního HM je přepočten přes převodový poměr. Větší rozdíly jsou při porovnání mezi HM s vedením ocelovým nebo hadicovým.

Z grafů určených pouze pro rozběh hydrostatického mechanismu jsou zřejmé vlastnosti, které jsou shodné s reálnými (naměřenými) soustavami. Můžeme tedy simulačního modelu využít pro složitější varianty zatížení.

6.3 Grafy a tabulky simulací variantního řešení 1

Při simulaci ve variantě 1 jsou voleny maximální jízdní parametry HM. Detailní rozpis je na str. 45 a 46, pro upřesnění: v oblasti I. uvažujeme hodnotu stoupavosti $s = 30\%$ a rychlost vozidla $v = 8$ km/hod (radiální HM), $v = 14$ km/hod (axiální HM). Pro režim jízdy na rovině v oblasti II. uvažujeme rychlost vozidla $v = 30$ km/hod. V oblasti III. opět volíme stoupání $s = 30\%$ a rychlost $v = 8$ km/hod (radiální HM), $v = 14$ km/hod (axiální HM). V poslední oblasti IV. je volena rychlost opět $v = 30$ km/hod. Zatěžující režim ve variantě 1 je sestaven na maximální možné zatížení hydromotorů.

Výsledkem simulace jsou opět grafy tlaků a otáček, popřípadě znázornění beta (β_G) HG a zatěžující moment (M_M) HM.

Axiální HM

čas [s]	βG [-]	p1 [MPa]	n [ot/min]	M [Nm]
1	0,25	26,8	542	117
2	0,5	27,6	1268,1	117
3	0,5	26,4	1278,8	117
4	0,5	26,4	1282,5	117
5	0,5	26,4	1282,3	117
6	0,5	26,4	1282,3	117
7	0,5	26,4	1282,3	117
8	0,5	26,4	1282,3	117
9	0,65	7,47	2163,3	30
10	0,8	8,28	2976,4	30
11	0,8	6,97	2983,6	30
12	0,8	6,98	2988,5	30
13	0,8	6,97	2988,1	30
14	0,8	6,96	2988,1	30
15	0,8	6,96	2988	30
16	0,8	6,96	2988	30
17	0,64	26,4	2006,5	30
18	0,5	25,3	1287,1	117
19	0,5	26,3	1285,6	117
20	0,5	26,3	1282,2	117
21	0,5	26,4	1282,4	117
22	0,5	26,4	1282,3	117
23	0,5	26,4	1282,3	117
24	0,5	26,4	1282,3	117
25	0,65	7,48	2164	30
26	0,79	8,28	2976,1	30
27	0,8	6,94	2983,7	30
28	0,8	6,95	2988,7	30
29	0,8	6,95	2988,1	30
30	0,8	6,96	2988	30

Radiální HM

čas [s]	βG [-]	p1 [MPa]	n [ot/min]	M [Nm]
1	0,25	23,2	15,05	1865
2	0,5	22,7	39,55	1865
3	0,5	22,1	39,78	1865
4	0,5	22,1	39,85	1865
5	0,5	22,1	39,85	1865
6	0,5	22,1	39,85	1865
7	0,5	22,1	39,85	1865
8	0,5	22,1	39,85	1865
9	0,76	12,8	137,48	480
10	1	13,4	180,95	480
11	1	11,4	182,74	480
12	1	11,4	182,67	480
13	1	11,4	182,68	480
14	1	11,4	182,68	480
15	1	11,4	182,68	480
16	1	11,4	182,68	480
17	0,75	21,7	62,7	1865
18	0,5	21,5	40,13	1865
19	0,5	22,1	39,91	1865
20	0,5	22,1	39,85	1865
21	0,5	22,1	39,85	1865
22	0,5	22,1	39,85	1865
23	0,5	22,1	39,85	1865
24	0,5	22,1	39,85	1865
25	0,75	13,4	136,95	480
26	1	13,5	180,94	480
27	1	11,5	182,52	480
28	1	11,4	182,68	480
29	1	11,4	182,67	480
30	1	11,4	182,67	480

Tabulka 19, 20 Hodnoty simulace pro ocelové vedení, tj. kapacity axiálního HM $C_o = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ a radiálního HM $C_o = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$.

Axiální HM

čas [s]	βG [-]	p1 [MPa]	n [ot/min]	M [Nm]
1	0,25	29,9	490,5	117
2	0,5	28,8	1242	117
3	0,5	27,5	1256,5	117
4	0,5	27,2	1256,5	117
5	0,5	27,2	1254,2	117
6	0,5	27,2	1255,2	117
7	0,5	27,2	1255	117
8	0,5	27,2	1255	117
9	0,65	11,2	2196,8	30
10	0,8	10,6	2952	30
11	0,8	9,21	2966,5	30
12	0,8	8,97	2963,3	30
13	0,8	8,94	2961,6	30
14	0,8	8,91	2961,1	30
15	0,8	8,92	2961,2	30
16	0,8	8,92	2961,3	30
17	0,65	23,6	2065,7	117
18	0,5	25,6	1283,8	117
19	0,5	26,9	1250,3	117
20	0,5	27,1	1257,7	117
21	0,5	27,2	1255,7	117
22	0,5	27,2	1254,8	117
23	0,5	27,2	1255	117
24	0,5	27,2	1255,1	117
25	0,65	10,8	2238	30
26	0,8	10,6	2951,8	30
27	0,8	9,15	2970,7	30
28	0,8	9	2960,2	30
29	0,8	8,94	2960,6	30
30	0,8	8,91	2961,6	30

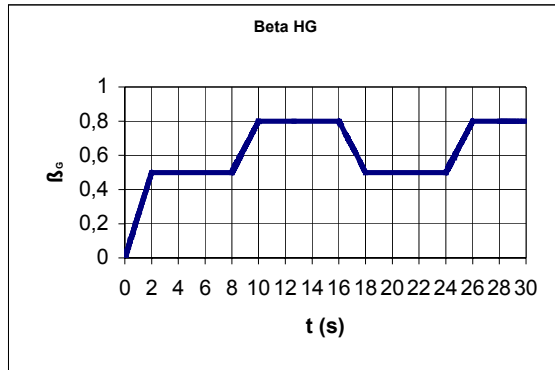
Radiální HM

čas [s]	βG [-]	p1 [MPa]	n [ot/min]	M [Nm]
1	0,25	21,4	18,45	1865
2	0,5	22,6	42,1	1865
3	0,5	22,2	41,61	1865
4	0,5	22,1	41,51	1865
5	0,5	22,1	41,46	1865
6	0,5	22,1	41,46	1865
7	0,5	22,1	41,47	1865
8	0,5	22,1	41,47	1865
9	0,76	14,5	143,87	480
10	1	13,1	182,07	480
11	1	11	184,71	480
12	1	11,5	184,38	480
13	1	11,4	184,4	480
14	1	11,4	184,34	480
15	1	11,4	184,34	480
16	1	11,4	184,34	480
17	0,74	19,1	64,5	1865
18	0,5	21,1	42,72	1865
19	0,5	21,9	42,01	1865
20	0,5	22,2	41,55	1865
21	0,5	22,1	41,44	1865
22	0,5	22,1	41,47	1865
23	0,5	22,1	41,47	1865
24	0,5	22,1	41,46	1865
25	0,76	16,4	138,89	480
26	1	12,8	183,03	480
27	1	11,1	184,26	480
28	1	11,5	184,27	480
29	1	11,4	184,37	480
30	1	11,4	184,36	480

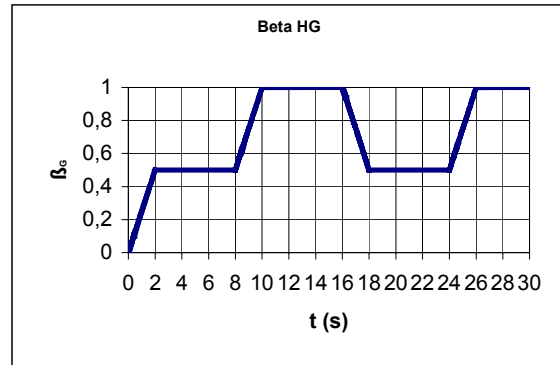
Tabulka 21, 22 Hodnoty simulace pro hadicové vedení, tj. kapacity axiálního HM $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ a radiálního HM $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$.

Určující parametry: hodnoty β_G a zatížení M_M .

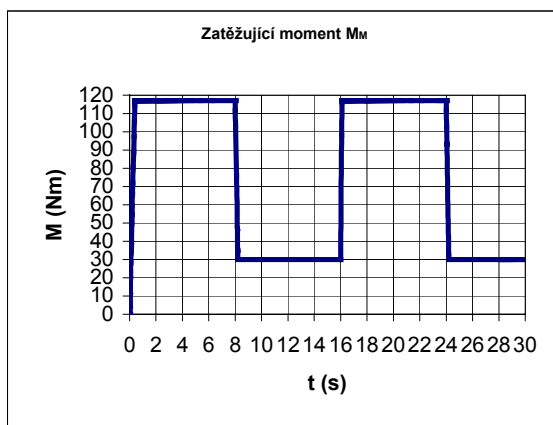
Zatížení hydromotorů odpovídá odporovým silám, které působí na vozidlo při jednotlivých režimech jízdy.



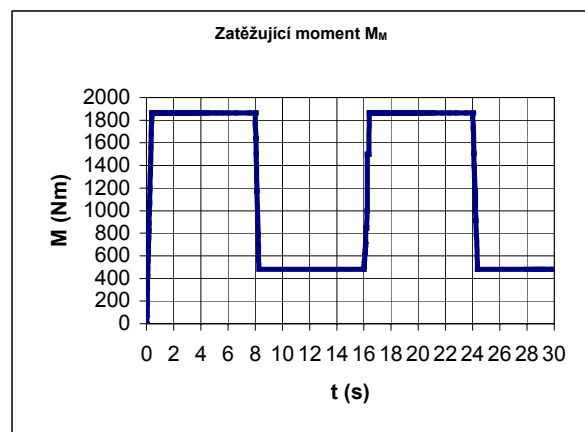
Graf 5 β_G pro axiální HM.



Graf 6 β_G pro radiální HM.



Graf 7 Zatížení axiálního HM.

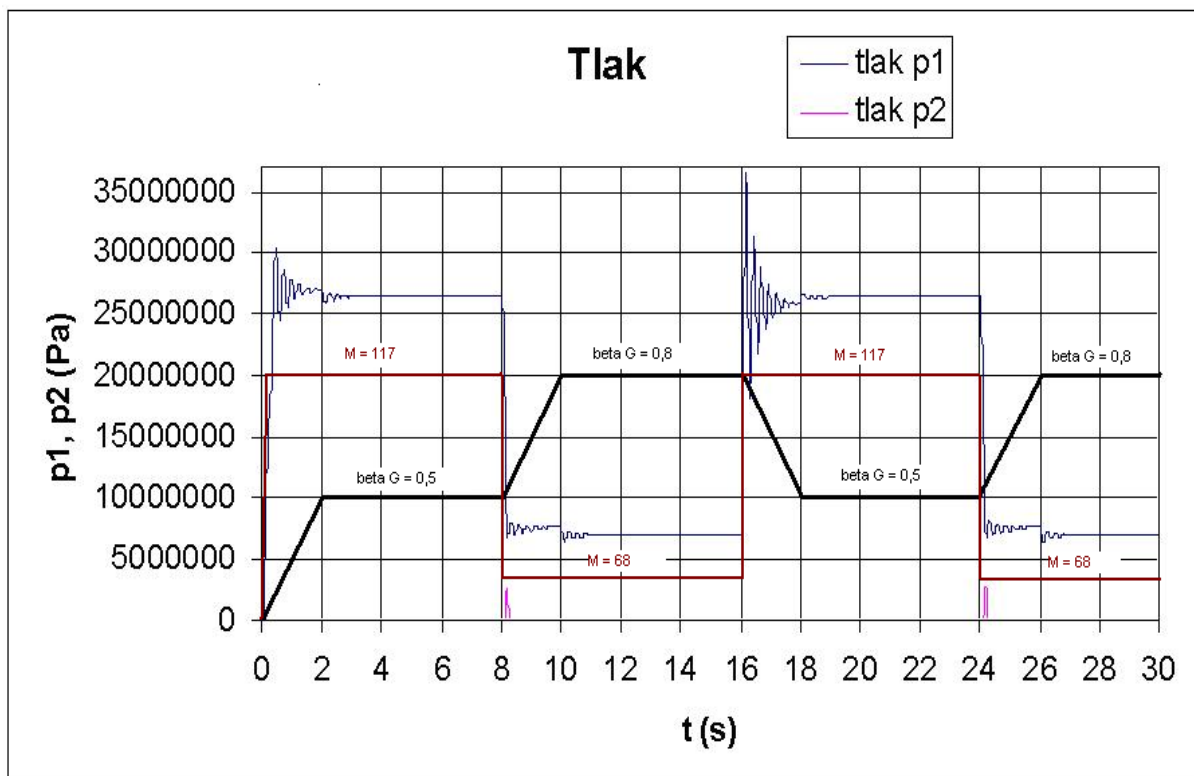


Graf 8 Zatížení radiálního HM.

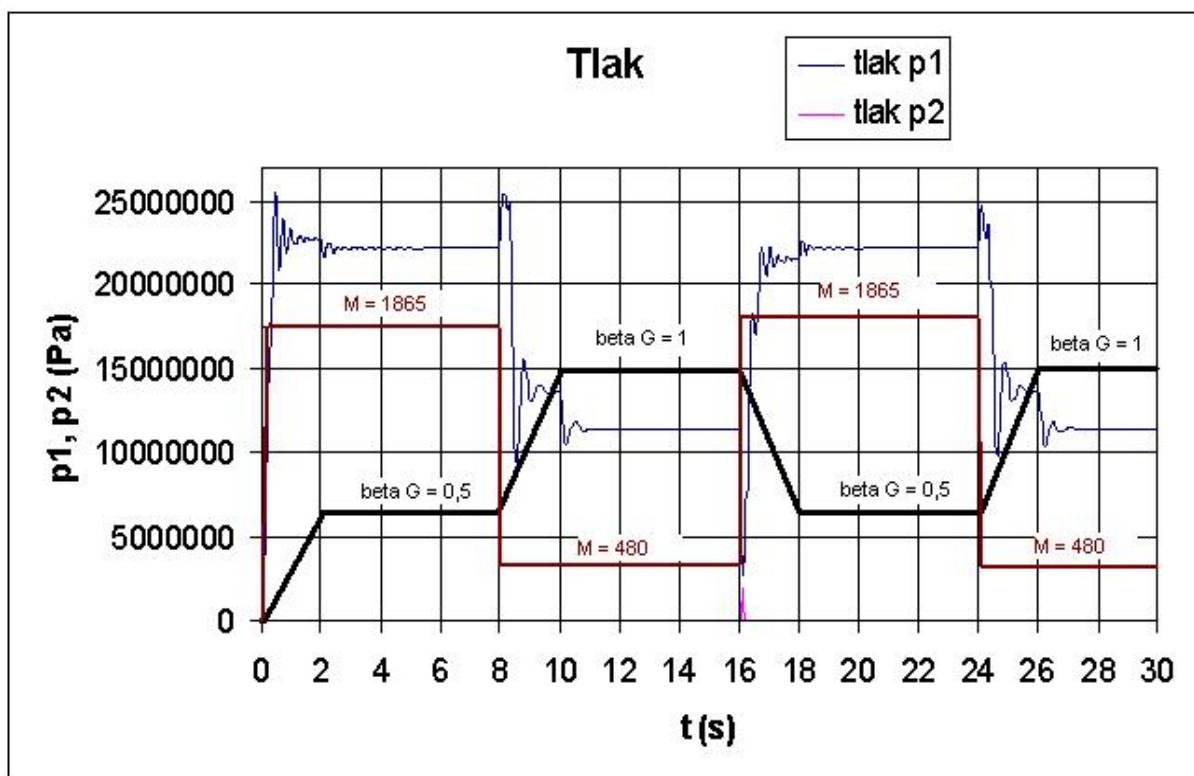
Řízení HG:

0-2 s	rozběh (zrychlení)
2-8 s	ustálený stav (konstantní rychlost)
8-10 s	rozběh (zrychlení)
10-16 s	ustálený stav (konstantní rychlost)
16-18 s	zpomalení
18-24 s	ustálený stav
24-26 s	rozběh (zrychlení)
26-30 s	ustálený stav

Grafy tlaků (tlakového spádu) axiálního a radiálního hydromotoru při použití ocelového vedení, varianta 1.

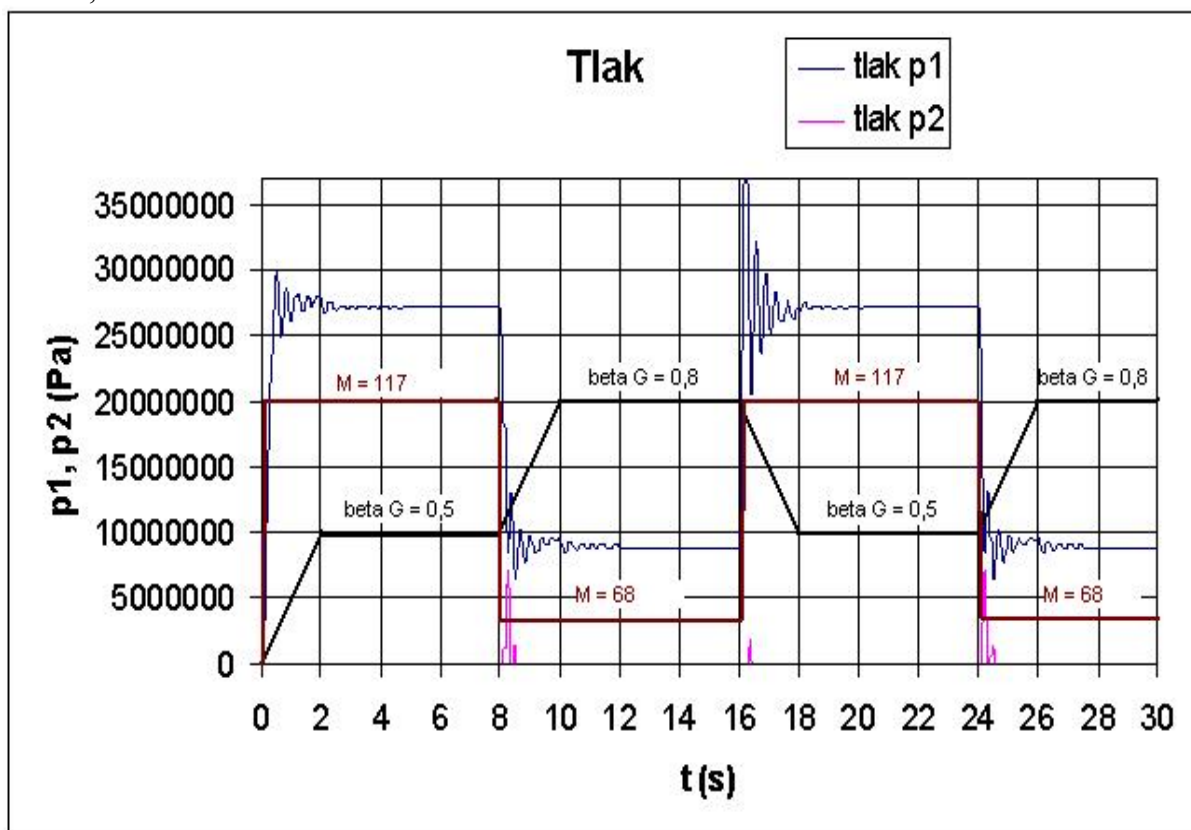


Graf 9 Axiální HM, kapacita $C_0 = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.1.

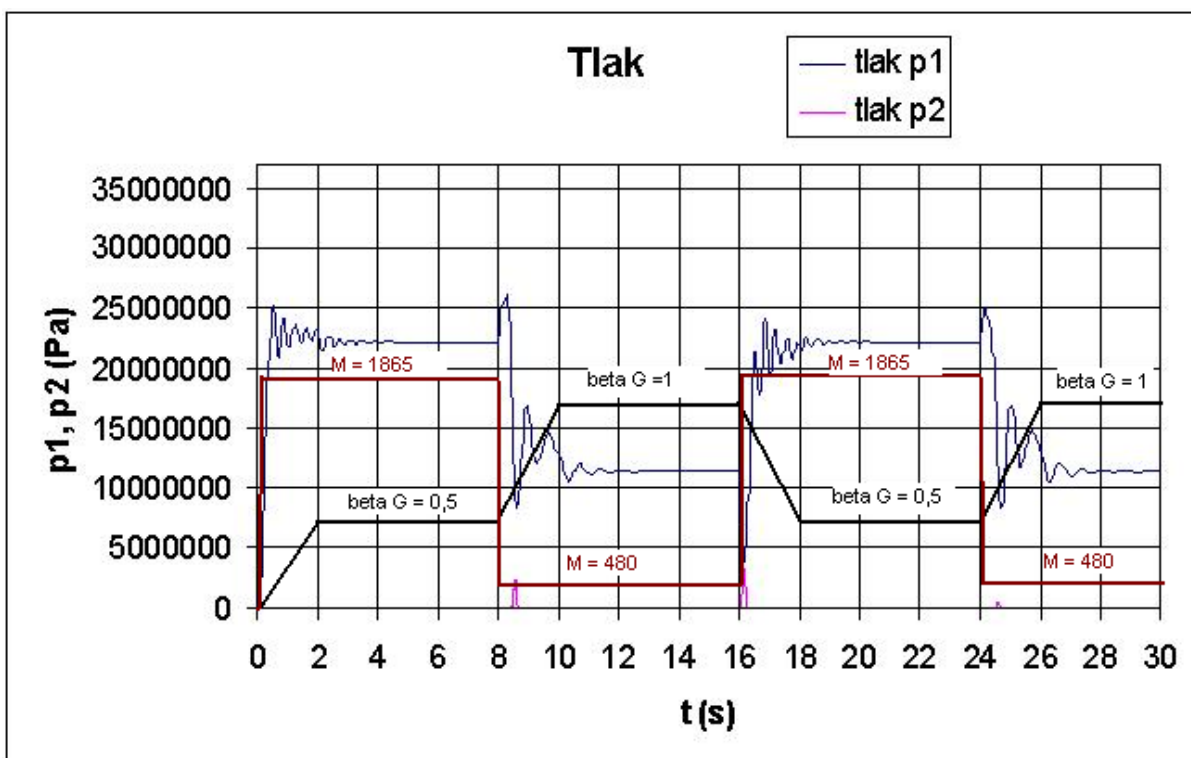


Graf 10 Radiální HM, kapacita $C_0 = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.1.

Grafy tlaků (tlakového spádu) axiálního a radiálního hydromotoru při použití hadicového vedení, varianta 1.

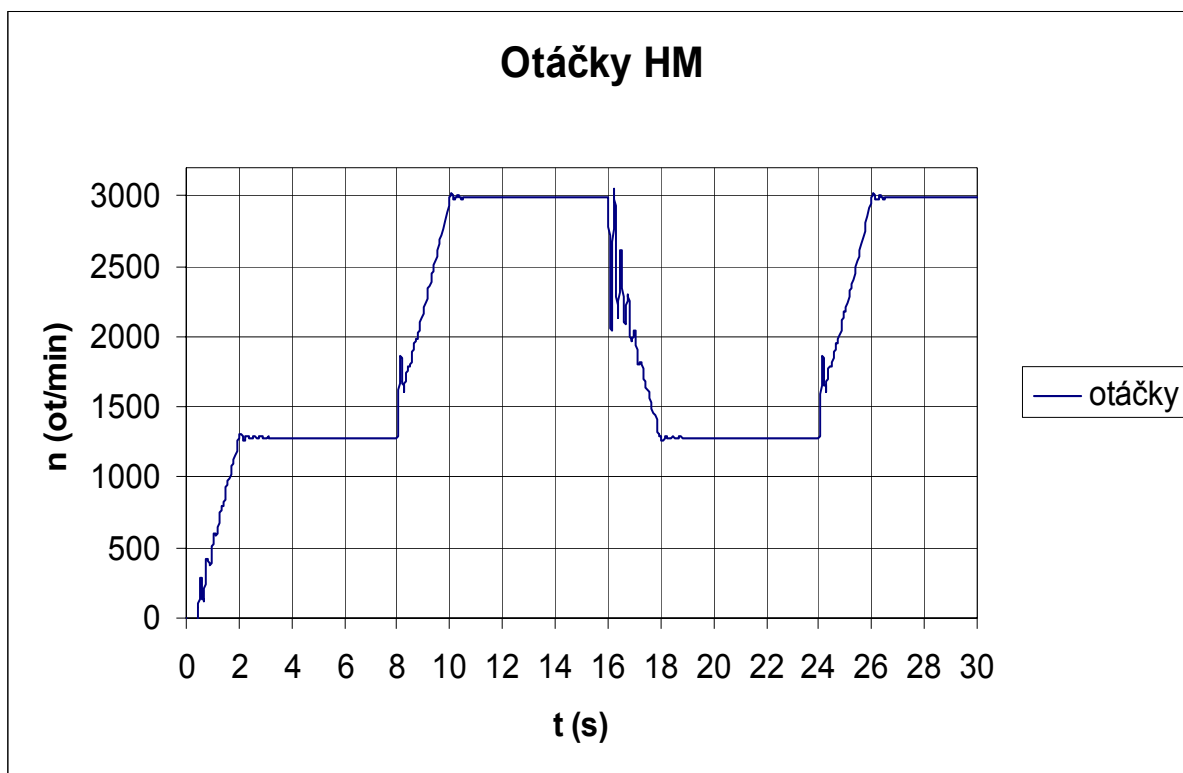


Graf 11 Axiální HM, kapacita $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.1.

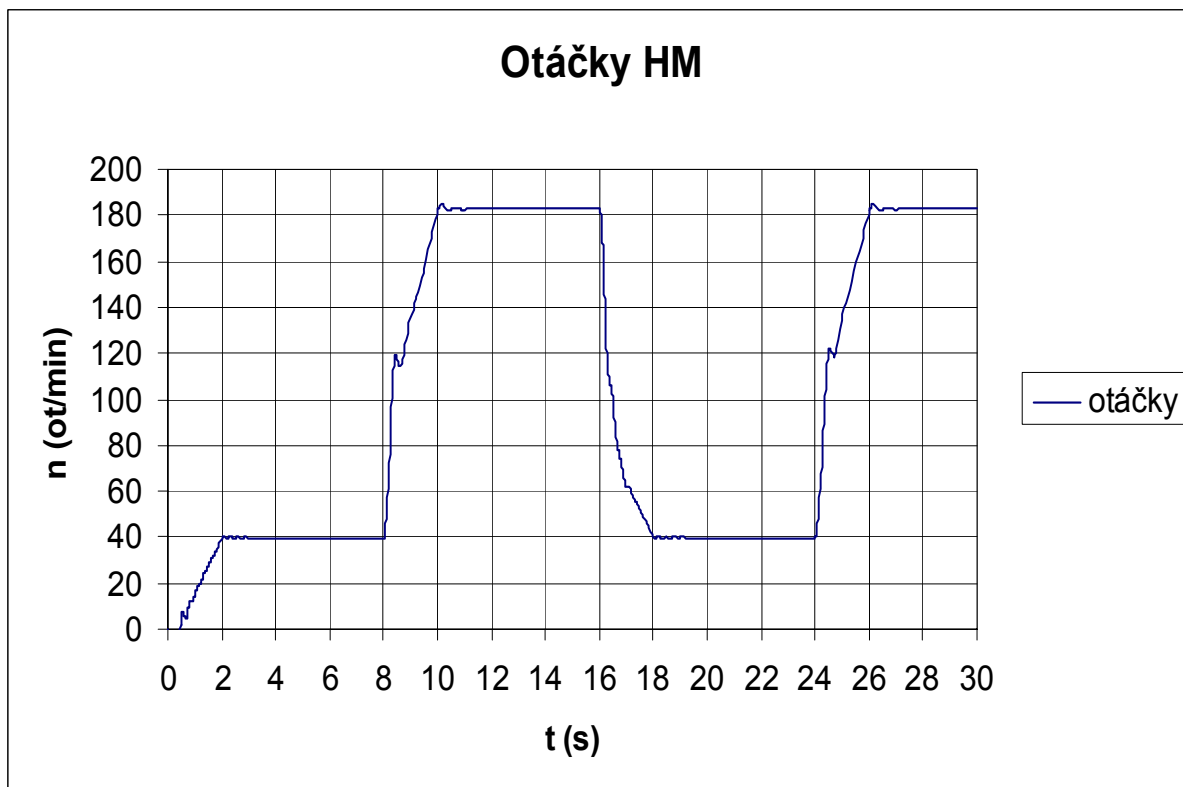


Graf 12 Radiální HM, kapacita $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.1.

Grafy otáček axiálního a radiálního hydromotoru při použití ocelového vedení, varianta 1.

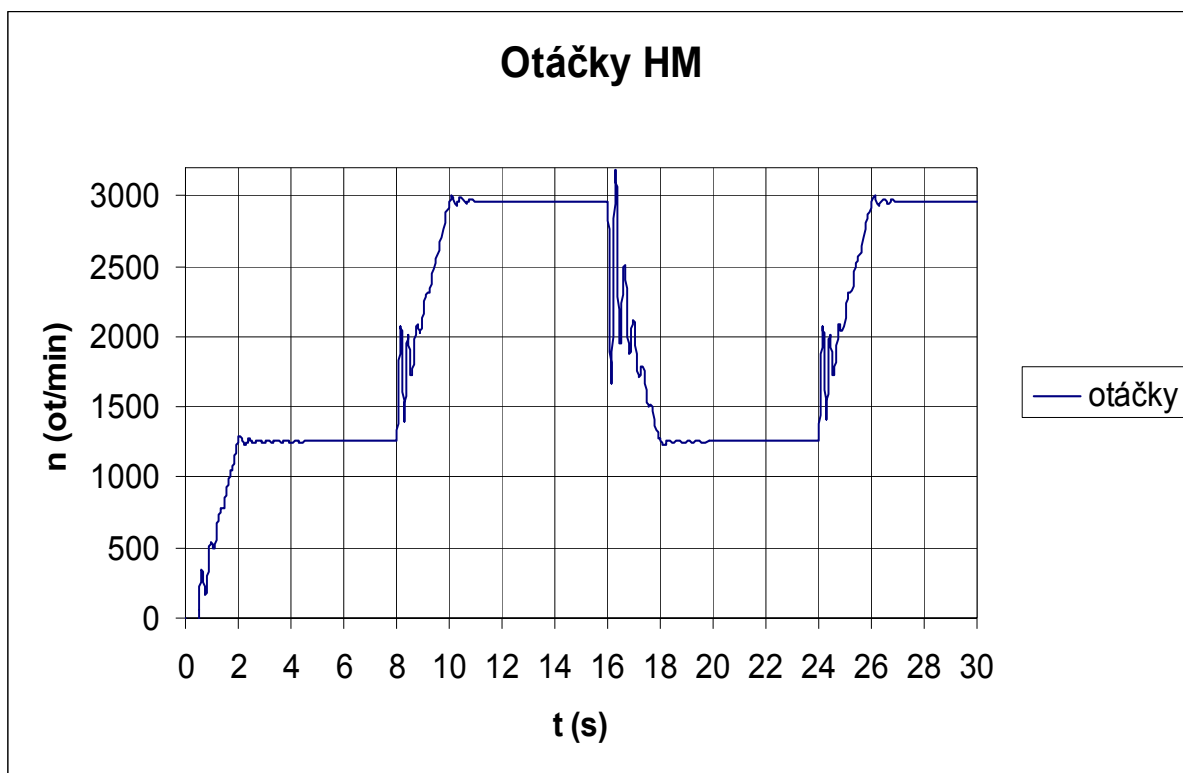


Graf 13 Axiální HM - otáčky, kapacita $C_O = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.1.

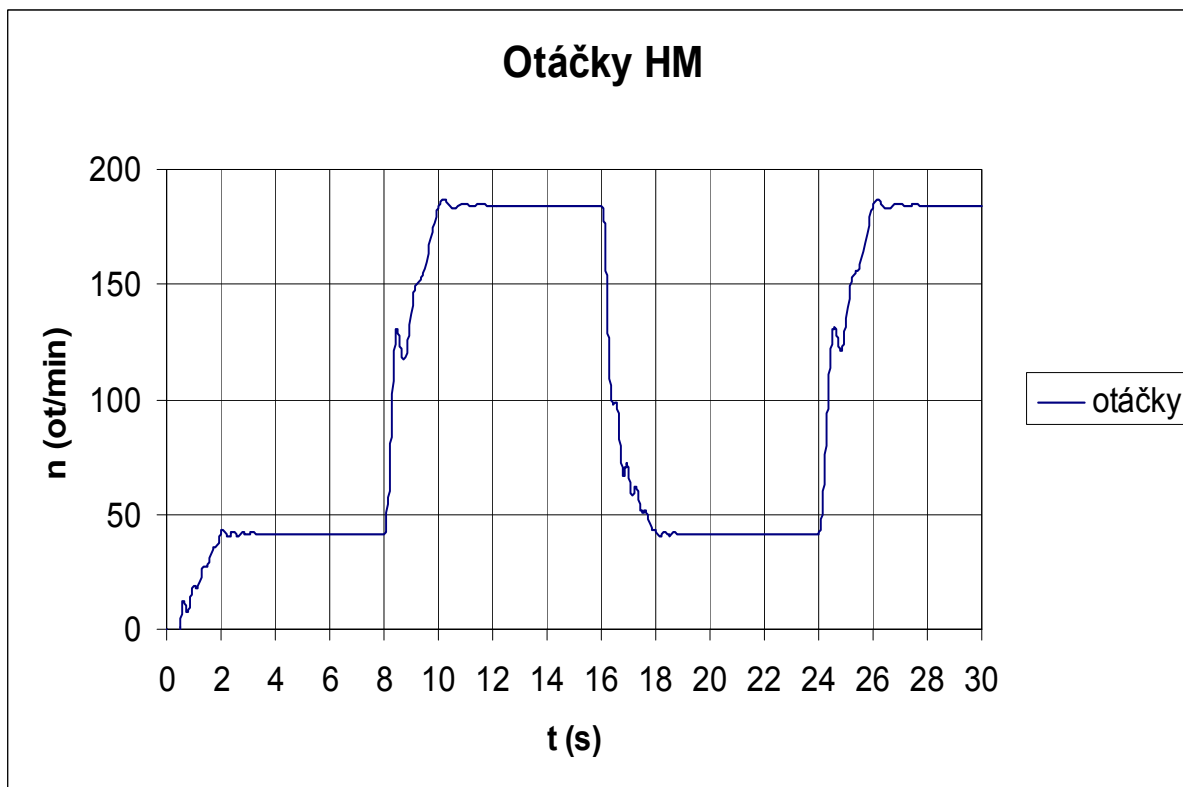


Graf 14 Radiální HM - otáčky, kapacita $C_O = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.1.

Grafy otáček axiálního a radiálního hydromotoru při použití hadicového vedení, varianta 1.



Graf 15 Axiální HM - otáčky, kapacita $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.1.



Graf 16 Radiální HM - otáčky, kapacita $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.1.

6.3.1 Rozbor grafů (výsledků)

Veličiny, které nejvíce ovlivňují chování celého systému jsou: redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti J_r , kapacita vedení C a svodové propustnosti G . Vlivem těchto hodnot můžeme ovlivňovat výsledky simulace (celý charakter hydrostatického obvodu). Při jejich nastavování a volbě dochází ke:

- změně doby kmitu,
- změně amplitudy kmitu,
- změně vlivu útlumu.

Pro zvolené převodníky byly stanoveny podle [10] hodnoty svodových propustností:

Pro axiální hydrogenerátor A4VSG.71

$$G_{iG} = 1 \cdot 10^{-13} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$G_{eG} = 5 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro axiální hydromotor A2FM.32:

$$G_{iM} = 1 \cdot 10^{-13} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$G_{eM} = 7 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro radiální hydromotor MSE05.8.530

$$G_{iM} = 1 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$G_{eM} = 7 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro simulaci byly zvoleny dvě varianty provozních režimů viz. strana 45 a 46. Varianta 1 je navržena pro maximální jízdní vlastnosti vozidla, což je stoupavost $s = 30\%$ a rychlost $v = 30 \text{ km/hod}$. Výsledné hodnoty a grafy simulací varianty 2 jsou uvedeny v příloze diplomové práce.

V grafech 9 až 16 je na stránkách 53 až 56 porovnán vždy hydromotor axiální a radiální při stanoveném vedení, což je použití ocelových trubek a v druhém případě vedení tvořené hadicemi. Pochopitelně jsou i při shodném vedení (např. ocelovém) kapacity odlišné z důvodu rozdílné velikosti geometrických objemů jednotlivých převodníků. Hodnota geometrického objemu je použita ve výpočtu příslušné kapacity celého systému. Tzn. radiální hydromotor je několikanásobně větší než hydromotor axiální, a tato vlastnost se projeví i ve větší kapacitě radiálního hydromotoru. Rozdíl mezi axiálním a radiálním HM je například u ocelového vedení $0,33 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$. Délka každého z potrubí není delší než 4 m, jak je ukázáno v kapitole 4.1 [1], [12]. Pro ujasnění jsou hodnoty radiálního HM $C_0 = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ pro ocelové vedení a $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ pro hadicové vedení. Hodnoty kapacit axiálního HM jsou $C_0 = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ pro ocelové vedení a $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$.

Na stránkách 53 a 54 jsou výsledné grafy tlakového spádu simulace varianty 1 (hodnoty voleny pro maximální možné zatížení hydrostatického pohonu). Na první pohled jsou patrné změny při jednotlivých přechodech mezi zvoleným zatížením. Výše uvedené 3 parametry nejvíce ovlivňující chování celého systému jsou patrné v každém přechodovém stavu. Kapacita způsobuje rozdílnost ve velikosti doby kmitu (frekvenci). Stejně jako při simulaci rozběhu platí, že nižší kapacita systému se projevuje větší frekvencí. Např. u axiálního hydromotoru je v rozpětí od 0 do 2 sekund vykresleno 6 kmitů při kapacitě $C_0 = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ (ocelové vedení) a 4 kmitů při kapacitě $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ (hadicové vedení). Shodná vlastnost je u hydromotorů radiálních. Dalším důležitým hlediskem je odlišnost útlumu jednotlivých kmitů. Z výsledných grafů můžeme zjistit, že větší útlum se projevuje při simulaci s radiálními hydromotory. Radiální HM mají též řádově menší amplitudu než HM radiální. Na vlivu rozdílné kapacity se podílí především hodnota

hmotnostního redukovaného momentu, a tedy z toho vyplývajícího upevnění samotného převodníku. Axiální hydromotory jsou rychloběžné, a aby bylo dosaženo požadované rychlosti jsou prakticky vždy montovány přes převodový mechanismus, nebo tento mechanismus je implementován přímo při výrobě (hydrokola).

Důležitou vlastností projevující se při simulaci je pokles (nárůst) tlakového spádu při nastavení řídicích parametrů pomocí rampové funkce na požadovanou hodnotu. V simulačním modelu nastavujeme hodnoty pomocí rampové funkce 2 sekundy. Tento způsob nastavení je volen pro realističtější chování zvolených prvků a je ukázán na grafech 5 a 6 řídicích veličin β_G . Pokles tlakového spádu je dán rozdílem mezi tlakovým spádem statickým a dynamickým při každé ze změn (tj. časový úsek 2 s) a pouze tlakovým spádem statickým při již daném rozběhu.

Na stránkách 55 a 56 jsou výsledné grafy otáček simulace varianty 1. Opět jsou zde jasné změny při přechodech momentové zátěže. Shodně jako v předchozím odstavci je patrný vliv jednotlivých kapacit na celý systém. Jsou zde patrné rozdíly mezi změnou zatížení, které se projevují poklesem otáček při přechodu z režimu jízdy po rovině do kopce a naopak. Logicky při velkých momentových zatížení jsou otáčky každého z hydromotorů nízké, odpovídající příslušnému zatížení. Při změně tlakového spádu z velké hodnoty (maximální) na nižší je patrný nárůst otáček, což odpovídá požadované rychlosti. Rozdíly jsou hlavně mezi oběma typy převodníků, kde axiální HM reagují výraznějším rozkmitáním v přechodových oblastech z důvodu několikanásobně větších otáček než mají radiální HM. Hadicové vedení se projevuje díky použitému materiálu, schopností reagovat na změny, jako jsou např. velikost tlaku v obvodu nebo teplota. Částečně je schopno absorbovat tyto energie, což se projeví i odlišnými vlastnostmi než u vedení ocelového.

Při konečném porovnání mezi axiálními a radiálními hydromotory je na první pohled patrný větší rozkmit u axiálních hydromotorů. Pro stroje, které využívají hydrokola, tedy převodník umístěný přímo v kole, jsou výhodnější volbou radiální hydromotory pro své rychlejší odezvy na jednotlivé změny. Pro použití převodníků umístěných v nápravě jsou spíše používány axiální hydromotory. Přes převody, které jsou až ke kolům, jsou relativně dlouhé odezvy na změnu zátěže potlačeny ozubenými mechanismy.

Při vhodné volbě převodníků, které mají být umístěné do mobilního stroje je také třeba brát v úvahu jejich hmotnost. Podle katalogového listu je hmotnost např. radiálního hydromotoru zvoleného pro naše simulační účely 20 kg. Zvolený axiální hydromotor má hmotnost 9,5 kg. Radiální HM jsou především používány jako hydrokola bez použití nějakého převodového mechanismu, takže je potřeba 4 převodníků na jeden mobilní stroj. Axiální HM jsou nejčastěji montovány jako celé nápravy a mají vždy převod do pomala.

7.0 Závěr

Hlavním cílem diplomové práce bylo posouzení vlastností hydraulických převodníků, zejména hydromotorů a zkoumání jejich chování dle daných provozních režimů. Porovnávány byly rychloběžné (axiální) a pomaluběžné (radiálních) hydromotory. Při zástavbě do hydrostatického pohonu bylo využito konstrukčního provedení umístění obou typů převodníků přímo v kolech vozidla. Axiální hydromotor při své zástavbě byl montován s převodovým mechanismem o převodovém poměru $i = 16$. Radiální hydromotory byly montovány bez převodového mechanismu. Pro výpočty byl navržen fiktivní hydrostatický pohon, pomocí kterého byly spočteny veškeré potřebné parametry potřebné pro volbu jednotlivých hydromotorů a simulaci jízdních vlastností. Radiálním hydromotorem dle spočítaných hodnot byl zvolen typ MSE05.8.530. Při hydrostatickém pohonu s axiálními hydromotory byl zvolen typ A2FM.32. Hydrogenerátorem byl zvolen axiální hydrogenerátor A4VSG.71.

V prostředí Matlab Simulink byl navržen zjednodušený simulační model postihující nejdůležitější vlastnosti hydraulického mechanismu. Jednotlivými prvky modelu byly následující subsystémy: hydrogenerátor, hydromotor s vedením a „řídící“ parametry. Model je možno použít i pro další typy převodníků. Důležitým kritériem je ale spočítání nových parametrů, které budou odpovídat novým podmínkám (typ stroje, jeho funkce, atd...). Simulační model zahrnuje parametry nejvíce ovlivňující hydrostatický pohon, např. redukovaný hmotnostní moment, kapacitu systému, svodové propustnosti, vliv délky potrubí atd.

Vlivem těchto hodnot mohou být ovlivňovány konkrétní výsledky simulace (celý charakter hydrostatického obvodu). Redukovaným hmotnostním momentem můžeme dosáhnout větší amplitudy kmitu, kapacita vedení může vést ke změně doby kmitu a jinými hodnotami svodové propustnosti ovlivňujeme vliv útlumu. Z těchto hodnot je možné jen některé přímo ovlivňovat možným výpočtem, jiné jsou opět pevně stanovené od použití jednotlivých funkčních prvků.

Na základě výsledků (grafů) simulovaného režimu byly shrnuty vlastnosti jednotlivých hydromotorů a popsány určující veličiny mající významný vliv na jejich chování při zakomponování do mobilního stroje. Při vlastní simulaci byly potlačeny některé parametry, které se podílejí na chování hydraulického mechanismu minimálně. Nejlépe lze analyzovat vlastnosti hydrostatického pohonu tam, kde jsou zahrnuty veškeré parametry a vlastnosti mechanismu a to je bohužel pouze v existujících a funkčních systémech. Modelováním v libovolných matematických softwarech dosáhneme pouze přibližného charakterizování.

Závěrem lze říci, že z této práce je možné použít simulační model a pomocí něj simulovat hydrostatické převodové mechanismy, a získat tak realistický náhled na chování zvolených převodníků.

Literatura

- [1] KOPÁČEK, J.: Hydrostatické převodové mechanismy, SNTL, Praha 1986
- [2] KOPÁČEK, J.: Dynamische Eigenschaften hydraulischer Antriebe, Antriebstechnik, 11, č. 12, 1972.
- [3] ZYMAK, V.: Potrubí s oscilačním průtokem kapaliny, Strojírenství, roč. 27 1977
- [4] WATTON, J.: Fluid Power Systems, Prentice Hall, NY 1989
- [5] NOSKIEVIČ, J.: Proudění v mezerách rotačních objemových čerpadel a motorů a jejich charakteristiky, NČAV, sešit 3, roč. 74, 1964
- [6] Technická norma
ČSN 11 9001
- [7] MERITT, H.E.: Hydraulic controls systém. John Wiley & Sons, NY, 1967
- [8] MURRENHOF, H.: Innovationen im der Fluidtechnik. In. 1 Internationales Fluidtechnisches Kolloquium in Achen. 1998, s. 23 – 58
- [9] Katalog (CD)
Firemní literatura, fa. Bosch Rexroth
- [10] Katalog (CD)
Firemní literatura, fa. Poclain
- [11] Katalog (CD)
Firemní literatura, fa. Parker
- [12] CERHA, J.: Experimentální vyšetření kapacitních vlastností hadicového vedení, „9. Konference o tekutinových mechanismech, květen 1980, K. Vary“, ČSVTS, Praha
- [13] Katalog (CD)
Firemní literatura, fa. Parker
- [14] BEROUN, S., SCHLOZ, C.: Základy teorie vozidel a pístových spalovacích motorů, TU Liberec 2001, ISBN 80-7083-467-6
- [15] PIVOŇKA, J.: Tekutinové mechanismy, SNTL, Praha 1987

Seznam příloh

- Příloha 1.** Výtažek z katalogového listu, axiální hydrogenerátor A4VSG.
- Příloha 2.** Výtažek z katalogového listu, radiální hydromotor MSE05.8.530.
- Příloha 3.** Výtažek z katalogového listu, axiální hydromotor A2FM.
- Příloha 4.** Grafy a tabulky variantního řešení 2.

Příloha 1.

Výtažek z katalogového listu, axiální hydrogenerátor A4VSG.

Variable displacement pump A4VSG, Series 1 and 2

Technical data

(applicable for operation with mineral oils)

Operating pressure range - inlet side

Recommended boost pressure p_{sp} 16 bar
 Recommended boost pressure with
 common auxiliary pump
 for boost and pilot oil circuits (EO1) p_{sp} 25 bar

Maximum boost pressure – auxiliary pump max. pressure $P_{H\max}$
 for MA-, EM-, HM-, HS-, EO-,
 DS-settings 50 bar
 for HD-, HW-settings and LR.N- and DR-control 16 bar

Auxiliary pumps - inlet pressure

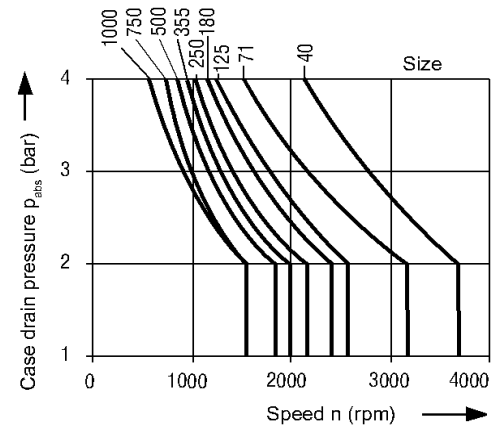
Suction pressure $p_{s\min}$ ($v = 10...300 \text{ mm}^2/\text{s}$) $\geq 0,7$ bar absolute**Operating pressure range - outlet side**

(pressures to DIN 24312)

Pressure at port A or B

Nominal pressure p_N 350 barPeak pressure $p_{\max}$ 400 bar**Case drain pressure**

The maximum permissible case drain pressure (housing pressure) is dependent on speed (see diagram).



Max. case drain pressure (housing pressure)

 $p_{L\max}$ 4 bar

These are approximate values. Under certain operating conditions a reduction in these values may be necessary.

Table of values (theoretical values, without considering h_{mh} and h_v ; values rounded)

Size			40	71	125	180	250	355	500	750	1000
Displacement	$V_{g\max}$	cm ³	40	71	125	180	250	355	500	750	1000
Max. speed	$n_{\max}$	rpm	3700	3200	2600	2400	2200	2000	1800	1600	1600
Max. flow	at $n_{\max}$	$Q_{\max}$	L/min	148	227	325	432	550	710	900	1200
	at $n_E = 1500$ rpm		L/min	60	107	186	270	375	533	750	1125
Max. power	at $n_{o\max}$	$P_{o\max}$	kW	86	132	190	252	321	414	525	700
	at $n_E = 1500$ rpm		kW	35	62	109	158	219	311	438	656
Max. torque ($\Delta p = 350$ bar)	at $V_{g\max}$	$T_{\max}$	Nm	223	395	696	1002	1391	1976	2783	4174
Torque ($\Delta p = 100$ bar)	at $V_{g\max}$	T	Nm	64	113	199	286	398	564	795	1193
Moment of inertia about drive axis		J	kgm ²	0,0049	0,0121	0,03	0,055	0,0959	0,19	0,3325	0,66
Filling volume		L	2	2,5	5	4	10	8	14	19	27
Approx. weight (pump with EO1 control and valve block)	m	kg	47	60	100	114	214	237	350	500	630
Max. axial force	$\pm F_{ax\max}$	N	600	800	1000	1400	1800	2000	2000	2200	2200
Max. radial force	$F_{q\max}$	N	1000	1200	1600	2000	2000	2200	2500	3000	3500

Determination of size

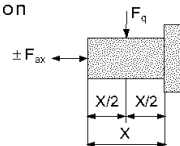
Output flow $Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$ [L/min]

Torque $T = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}}$ [Nm]

Power $P = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{T \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t}$ [kW]

V_g = geometr. displacement [cm³] per revolution
 Δp = Differential pressure [bar]
 n = Speed [rpm]
 η_v = Volumetric efficiency
 η_{mh} = Mechanical-hydraulic efficiency
 η_t = Total efficiency [$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh}$]

Application of forces



Příloha 2.

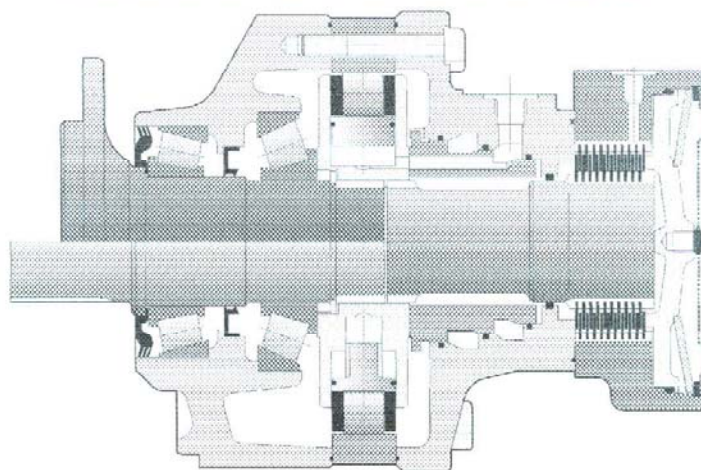
Výtažek z katalogového listu, radiální hydromotor MSE05.8.530.



Modular hydraulic motors MS05 - MSE05

POCLAIN HYDRAULICS

CHARACTERISTICS



Motor inertia = 0.03 kg/m²
Noise emissions = 60 dBA

				Theoretical torque		1	Max. power		Max. speed		Max. pressure
		1	2	1	2		1	2			
		cm³/tr [cu.in/rev.]	cm³/tr [cu.in/rev.]	Nm	[lb.ft]		kW [HP]	preferred kW [HP]	non-preferred kW [HP]	1/min [RPM]	
Cams with equal lobes	MS05	6	260 [15.9]	130 [7.9]	413 [210]	29 [39]	19 [25]	15 [20]		205	450 [6 530]
		8	376 [22.9]	188 [11.5]	598 [304]					250	
		0	468 [28.5]	234 [14.3]	744 [378]					240	
		1	514 [31.3]	257 [15.7]	817 [416]					220	
		2	560 [34.2]	280 [17.1]	890 [453]					200	
	MSE05	8	530 [32.3]	265 [16.2]	843 [429]	29 [39]	19 [25]	15 [20]		200	400 [5 800]
		0	625 [38.1]	312.5 [19.1]	994 [505]					190	
		1	688 [42.0]	344 [21.0]	1094 [556]					175	
		2	750 [45.7]	375 [22.9]	1193 [606]					160	
		3	820 [50.0]	410 [25.0]	1304 [663]					145	
Cams with unequal lobes	MS05	D	419 [25.6]	$\left\{ \begin{array}{l} 280 [17.1] \\ 138 [8.4] \end{array} \right.$	666 [339]	29 [39]	19 [25]	15 [20]		200	450 [6 530]
		N	422 [25.7]	$\left\{ \begin{array}{l} 234 [14.3] \\ 188 [11.5] \end{array} \right.$	671 [341]					240	
		H	445 [27.1]	$\left\{ \begin{array}{l} 257 [15.7] \\ 188 [11.5] \end{array} \right.$	708 [360]					220	
		A	468 [28.5]	$\left\{ \begin{array}{l} 280 [17.1] \\ 188 [11.5] \end{array} \right.$	744 [378]					200	
		D	560 [34.2]	$\left\{ \begin{array}{l} 374 [22.8] \\ 185 [11.3] \end{array} \right.$	890 [453]					160	
	MSE05	N	564 [34.4]	$\left\{ \begin{array}{l} 313 [19.1] \\ 251 [15.3] \end{array} \right.$	897 [456]	29 [39]	19 [25]	15 [20]		190	400 [5 800]
		H	595 [36.3]	$\left\{ \begin{array}{l} 344 [21.0] \\ 251 [15.3] \end{array} \right.$	946 [481]					175	
		A	625 [38.1]	$\left\{ \begin{array}{l} 374 [22.8] \\ 251 [15.3] \end{array} \right.$	994 [505]					160	

1 First displacement

2 Second displacement

* See option "M" for higher speed.

Příloha 3.

Výtažek z katalogového listu, axiální hydromotor A2FM.

Technical Data

Table of values (theoretical values, without considering η_{mh} and η_v ; values rounded)

Size			5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80
Displacement	V_g	cm ³	4,93	10,3	12	16	22,9	28,1	32	45,6	56,1	63	80,4
Max. Speed	n_{max}	min ⁻¹	10 000	8000	8000	8000	6300	6300	6300	5600	5000	5000	4500
	$n_{max\ intermit.}^{1)}$	min ⁻¹	11 000	8800	8800	8800	6900	6900	6900	6200	5500	5500	5000
Max. flow	n_{max}	$q_{V\ max}$	L/min	49	82	96	128	144	176	201	255	280	360
Torque constants	T_K	Nm/bar	0,076	0,164	0,19	0,25	0,36	0,445	0,509	0,725	0,89	1,0	1,27
Torque at	$\Delta p = 350\ bar$	T	Nm	24,7 ²⁾	57	67	88	126	156	178	254	312	445
	$\Delta p = 400\ bar$	T	Nm	–	65	76	100	144	178	204	290	356	508
Case volume		L		0,17	0,17	0,17	0,20	0,20	0,20	0,33	0,45	0,45	0,55
Moment of inertia about drive axis	J	kgm ²	0,00008	0,0004	0,0004	0,0004	0,0012	0,0012	0,0012	0,0024	0,0042	0,0042	0,0072
Weight (approx.)	m	kg	2,5	5,4	5,4	5,4	9,5	9,5	9,5	13,5	18	18	23

Size			90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000	
Displacement	V_g	cm ³	90	106,7	125	160,4	180	200	250	355	500	710	1000	
Max. Speed	n_{max}	min ⁻¹	4500	4000	4000	3600	3600	2750	2500	2240	2000	1600	1600	
	$n_{max\ intermit.}^{1)}$	min ⁻¹	5000	4400	4400	4000	4000	3000	–	–	–	–	–	
Max. flow	n_{max}	$q_{V\ max}$	L/min	405	427	500	577	648	550	625	795	1000	1136	1600
Torque constants T_K		Nm/bar	1,43	1,70	1,99	2,54	2,86	3,18	3,98	5,65	7,96	11,3	15,9	
Torque at	$\Delta p = 350\ bar$	T	Nm	501	595	697	889	1001	1114	1393	1978	2785	3955	5570
	$\Delta p = 400\ bar$	T	Nm	572	680	796	1016	1144	1272	–	–	–	–	–
Case volume		L	0,55	0,8	0,8	1,1	1,1		2,5	3,5				7,8
Moment of inertia about drive axis	J	kgm ²	0,0072	0,0116	0,0116	0,0220	0,0220	0,0378	0,061	0,102	0,178	0,55	0,55	
Weight (approx.)	m	kg	23	32	32	45	45	66	73	110	155	322	336	

¹⁾ Intermittent max. speed: overspeed at discharge and overtaking travel operations, $t < 5\ sek.$ and $\Delta p < 150\ bar$ ²⁾ $\Delta p = 315\ bar$

Calculation of size

Flow	$q_v = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$	in L/min	V_g = geometric displacement per rev.	in cm ³
Output speed	$n = \frac{q_v \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g}$	in min ⁻¹	T = torque	in Nm
			Δp = pressure differential	in bar
Outout torque	$T = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi}$	in Nm	n = speed	in min ⁻¹
			T_K = torque constants	in Nm/bar
Output power	$P = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{T \cdot n}{9549}$	in kW	η_v = volumetric efficiency	
			η_{mh} = mech.-hyd. efficiency	
	$= \frac{q_v \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_t$		η_t = overall efficiency	

Příloha 4.

Grafy a tabulky variantního řešení 2.

Zatěžující moment hydromotoru a ostatní zadávané hodnoty budou voleny v libovolných možnostech, které byly ukázány v kapitole 6.1. Pro ujasnění je volen režim jízdy **po rovině - do svahu - do svahu - po rovině**. Při jízdě po rovině v oblasti I. je rychlost $v = 20$ km/hod. V oblasti II. je stoupání $s = 30\%$ při rychlosti $v = 5$ km/hod (radiální HM), $v = 9,5$ km/hod (axiální HM). V oblasti III. následuje stoupání $s = 15\%$ při rychlosti $v = 7$ km/hod (radiální HM), $v = 11$ km/hod (axiální HM). V poslední oblast IV. je volena jízda po rovině rychlostí $v = 20$ km/hod.

Následují tabulky simulace variantního řešení 2. Výsledkem jsou opět hodnoty tlakového spádu, popřípadě otáčky jednotlivých hydromotorů. Hodnoty jsou jak pro axiální, tak pro radiální hydromotor.

Axiální HM

čas [s]	β_G [-]	p_1 [MPa]	n [ot/min]	M [Nm]
1	0,41	9,4	1003,3	29,3
2	0,8	9,22	1974,3	29,3
3	0,8	6,79	1988	29,3
4	0,8	6,79	1993,3	29,3
5	0,8	6,81	1993,3	29,3
6	0,8	6,81	1993	29,3
7	0,8	6,81	1993	29,3
8	0,8	6,81	1993	29,3
9	0,62	26,1	1340,1	116,8
10	0,45	25,2	841,9	116,8
11	0,45	26,3	840,5	116,8
12	0,45	26,3	838	116,8
13	0,45	26,3	838,1	116,8
14	0,45	26,3	837,9	116,8
15	0,45	26,3	837,9	116,8
16	0,45	26,3	837,9	116,8
17	0,45	14,6	901,6	67,8
18	0,45	15,3	915,9	67,8
19	0,45	15,3	913,4	67,8
20	0,45	15,3	913,6	67,8
21	0,45	15,3	913,6	67,8
22	0,45	15,3	913,6	67,8
23	0,45	15,3	913,6	67,8
24	0,45	15,3	913,6	67,8
25	0,63	8,15	1458	29,1
26	0,8	8,05	1984,5	29,1
27	0,8	6,74	1990,7	29,1
28	0,8	6,75	1993,4	29,1
29	0,8	6,76	1993,3	29,1
30	0,8	6,76	1993,3	29,1

Radiální HM

čas [s]	β_G [-]	p_1 [MPa]	n [ot/min]	M [Nm]
1	0,54	15,2	60,58	471
2	1	15,6	119,53	471
3	1	11,3	122,1	471
4	1	11,2	122,04	471
5	1	11,2	122,05	471
6	1	11,2	122,05	471
7	1	11,2	122,05	471
8	1	11,2	122,05	471
9	0,77	22,4	40,9	1865
10	0,55	21,6	26,14	1865
11	0,55	22,1	26,06	1865
12	0,55	22,1	26,03	1865
13	0,55	22,1	26,03	1865
14	0,55	22,1	26,03	1865
15	0,55	22,1	26,03	1865
16	0,55	22,1	26,03	1865
17	0,55	12,9	28,29	1083
18	0,55	12,8	28,71	1083
19	0,55	12,8	28,68	1083
20	0,55	12,9	28,68	1083
21	0,55	12,8	28,68	1083
22	0,55	12,8	28,68	1083
23	0,55	12,8	28,68	1083
24	0,55	12,8	28,68	1083
25	0,74	12,9	87,83	471
26	1	13,5	120,71	471
27	1	11,3	122,05	471
28	1	11,2	122,05	471
29	1	11,2	122,05	471
30	1	11,2	122,05	471

Hodnoty simulace varianty 2 pro ocelové vedení, tj. kapacity axiálního HM
 $C_o = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ a radiálního HM $C_o = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$.

Axiální HM

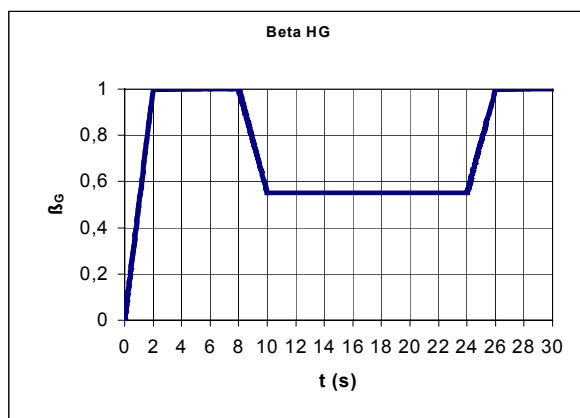
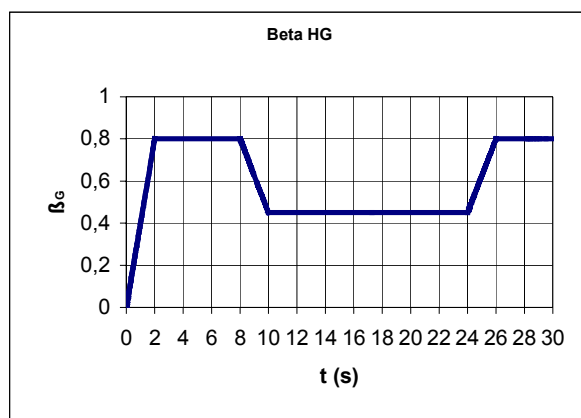
čas [s]	β_G [-]	p1 [MPa]	n [ot/min]	M [Nm]
1	0,41	8,67	969,5	29,3
2	0,8	10,9	1955,8	29,3
3	0,8	9,19	1977,5	29,3
4	0,8	8,88	1976	29,3
5	0,8	8,82	1975,7	29,3
6	0,8	8,81	1975,4	29,3
7	0,8	8,81	1975,3	29,3
8	0,8	8,81	1975,2	29,3
9	0,62	23,5	1378,8	116,8
10	0,45	25,4	839,9	116,8
11	0,45	26,8	818,1	116,8
12	0,45	27,1	821,6	116,8
13	0,45	27,1	820,6	116,8
14	0,45	27,1	820,9	116,8
15	0,45	27,1	820,9	116,8
16	0,45	27,1	820,2	116,8
17	0,45	17,8	891,3	67,8
18	0,45	16,6	898,9	67,8
19	0,45	16,3	899,5	67,8
20	0,45	16,3	899,9	67,8
21	0,45	16,2	900,1	67,8
22	0,45	16,2	900,1	67,8
23	0,45	16,2	900,1	67,8
24	0,45	16,2	900,1	67,8
25	0,63	9,83	1463,1	29,1
26	0,8	10,2	1967,2	29,1
27	0,8	8,98	1979,7	29,1
28	0,8	8,82	1976,3	29,1
29	0,8	8,78	1975,9	29,1
30	0,8	8,77	1975,4	29,1

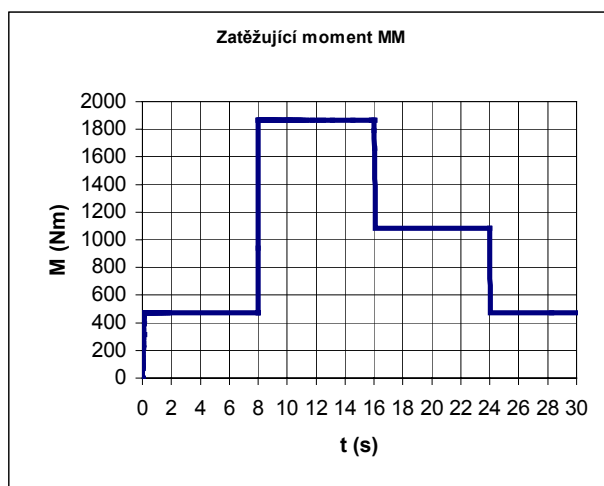
Radiální HM

čas [s]	β_G [-]	p1 [MPa]	n [ot/min]	M [Nm]
1	0,54	18,7	56,06	471
2	1	15	121,38	471
3	1	10,4	123,09	471
4	1	11,3	123,07	471
5	1	11,1	123,14	471
6	1	11,2	123,11	471
7	1	11,2	123,11	471
8	1	11,2	123,12	471
9	0,77	20,7	45,78	1865
10	0,55	22	27,96	1865
11	0,55	22,2	27,29	1865
12	0,55	22,1	27,04	1865
13	0,55	22,1	27,09	1865
14	0,55	22,1	27,08	1865
15	0,55	22,1	27,08	1865
16	0,55	22,1	27,08	1865
17	0,55	13,9	28,83	1083
18	0,55	13,1	29,2	1083
19	0,55	12,9	29,23	1083
20	0,55	12,8	29,29	1083
21	0,55	12,9	29,29	1083
22	0,55	12,9	29,29	1083
23	0,55	12,8	29,29	1083
24	0,55	12,8	29,29	1083
25	0,74	14,4	92,68	471
26	1	13,3	121,29	471
27	1	10,7	123	471
28	1	11,3	123,11	471
29	1	11,2	123,15	471
30	1	11,2	123,12	471

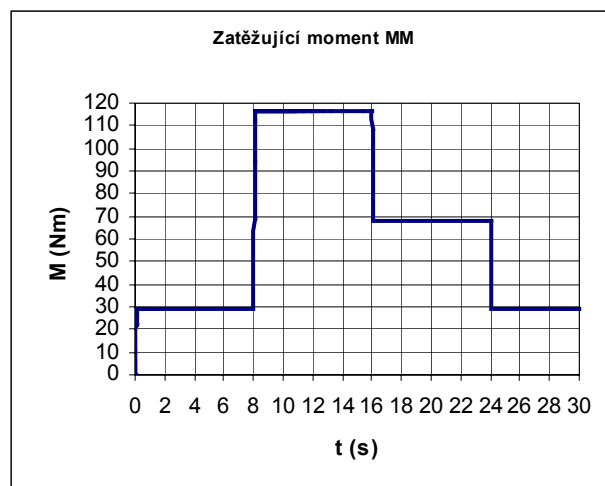
Hodnoty simulace varianty 2 pro hadicové vedení, tj. kapacity axiálního HM
 $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$ a radiálního HM $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$.

Určujících parametrů: hodnoty β_G a zatížení M_M .

 β_G axiálního HM β_G radiálního HM

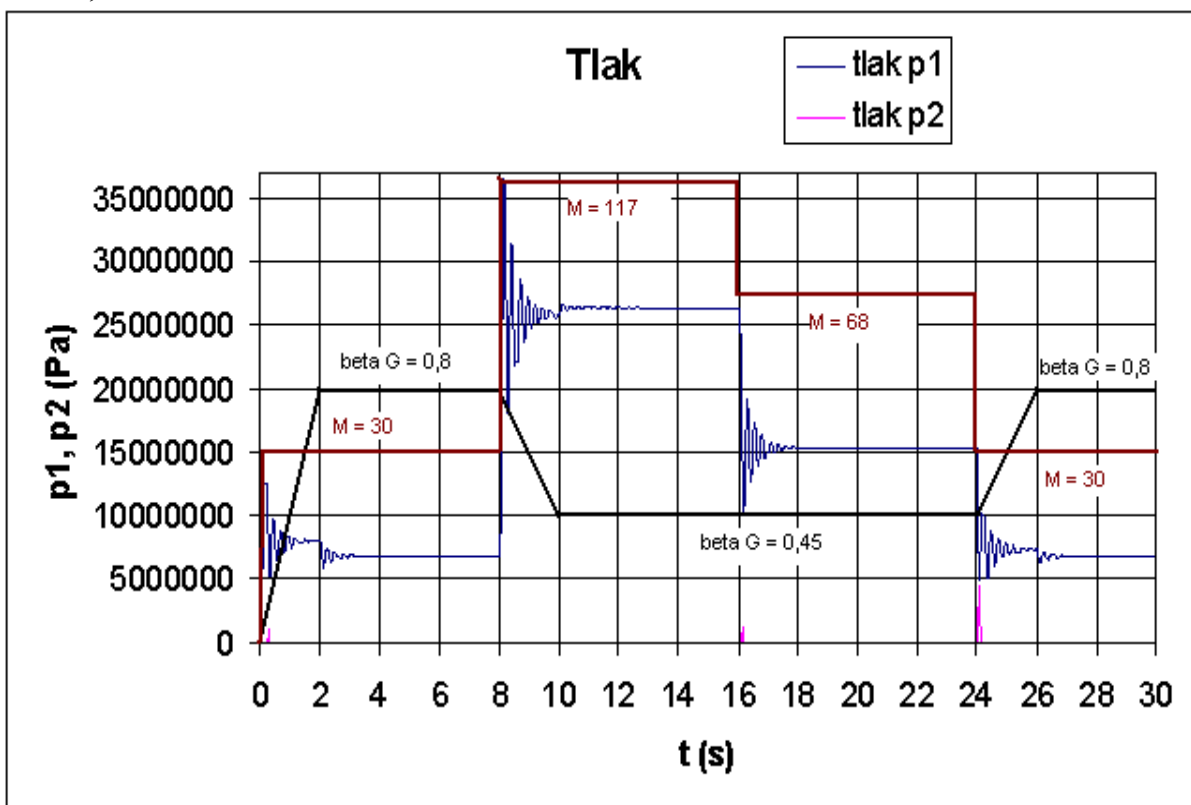


Zatížení axiálního HM

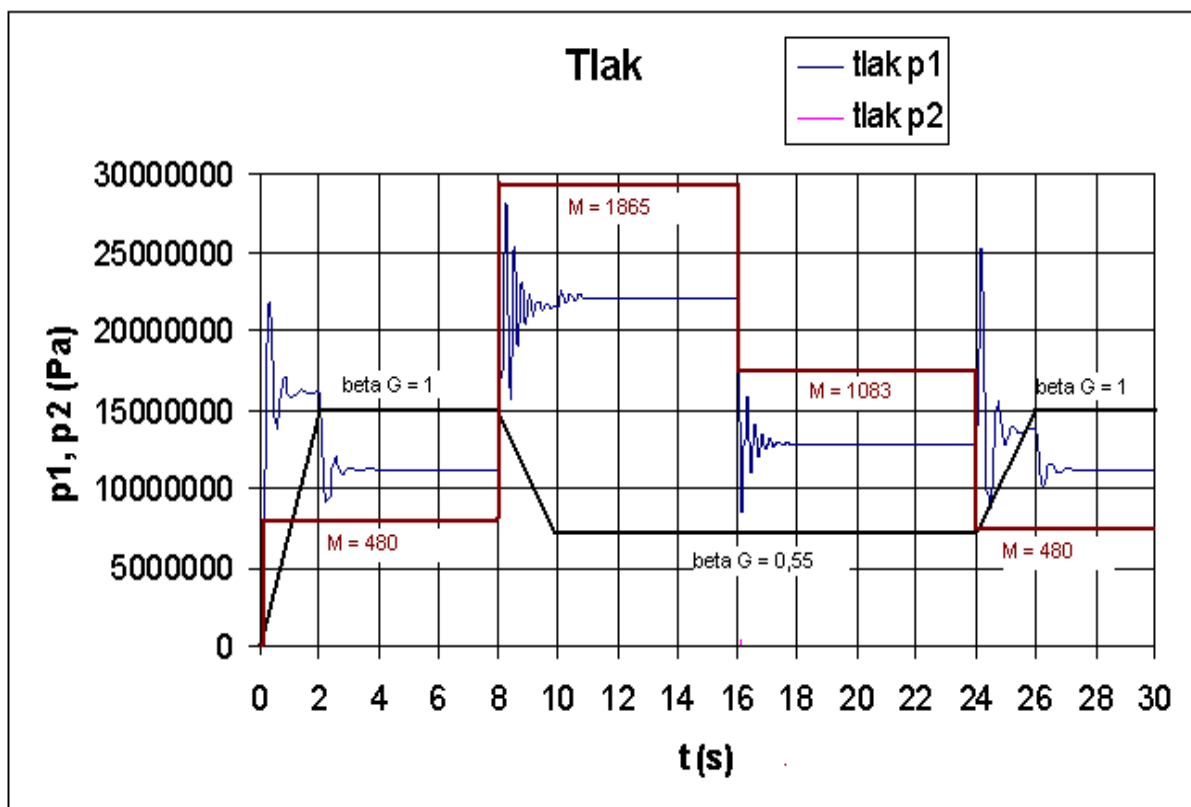


Zatížení radiálního HM

Grafy tlaků (tlakového spádu) axiálního a radiálního hydromotoru při použití ocelového vedení, varianta 2.

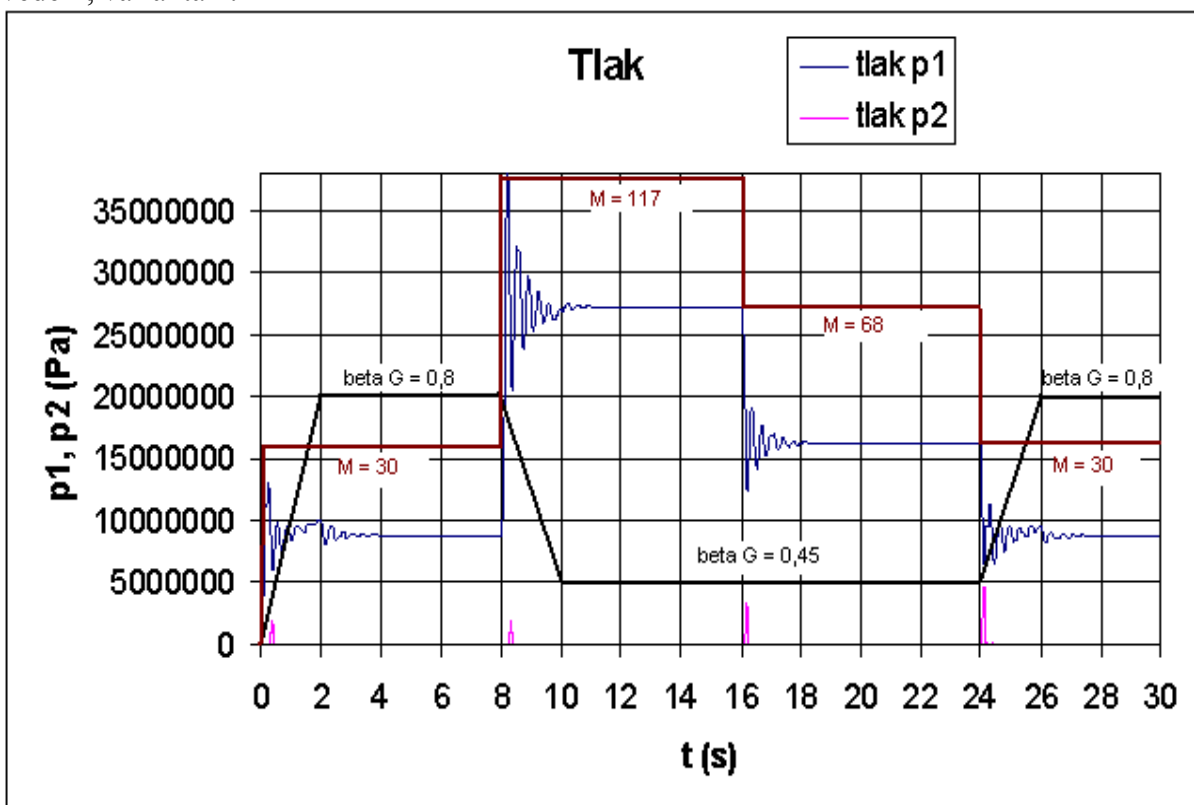


Axiální HM, kapacita $C_0 = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.2.

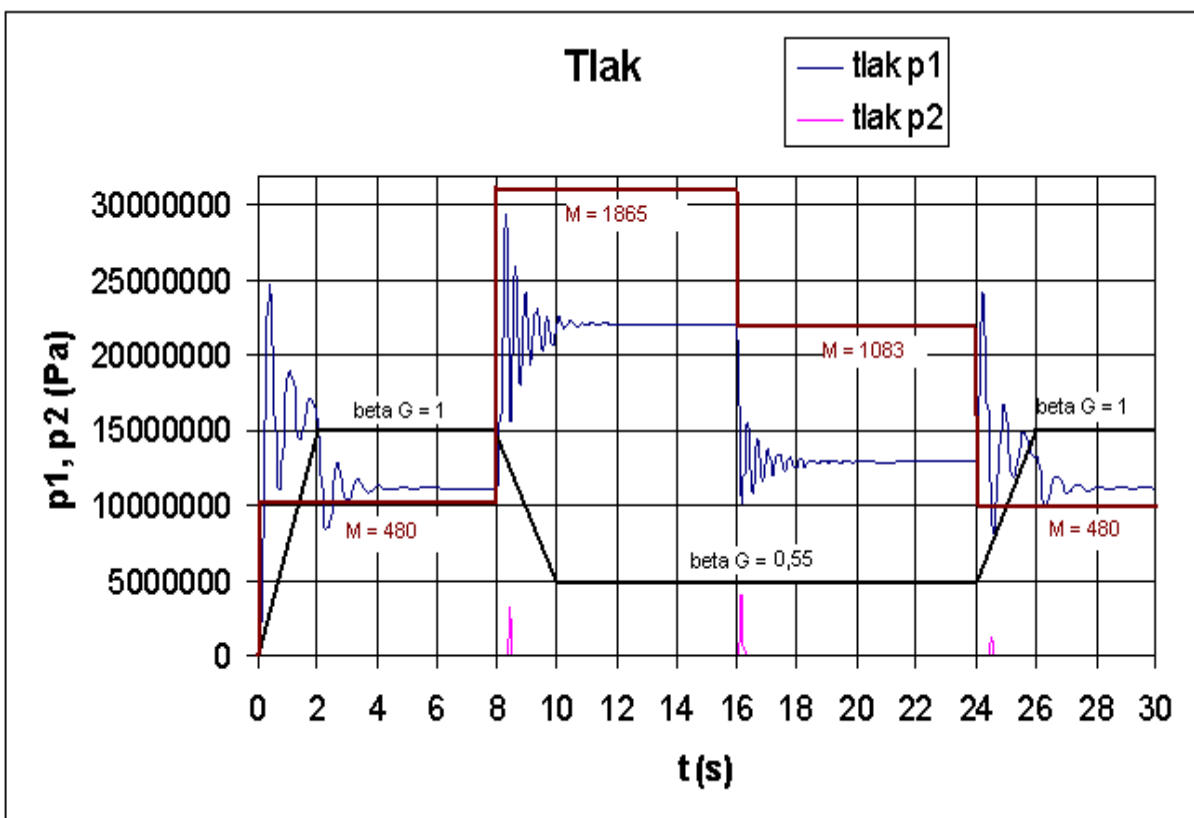


Radiální HM, kapacita $C_0 = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.2.

Grafy tlaků (tlakového spádu) axiálního a radiálního hydromotoru při použití hadicového vedení, varianta 2.

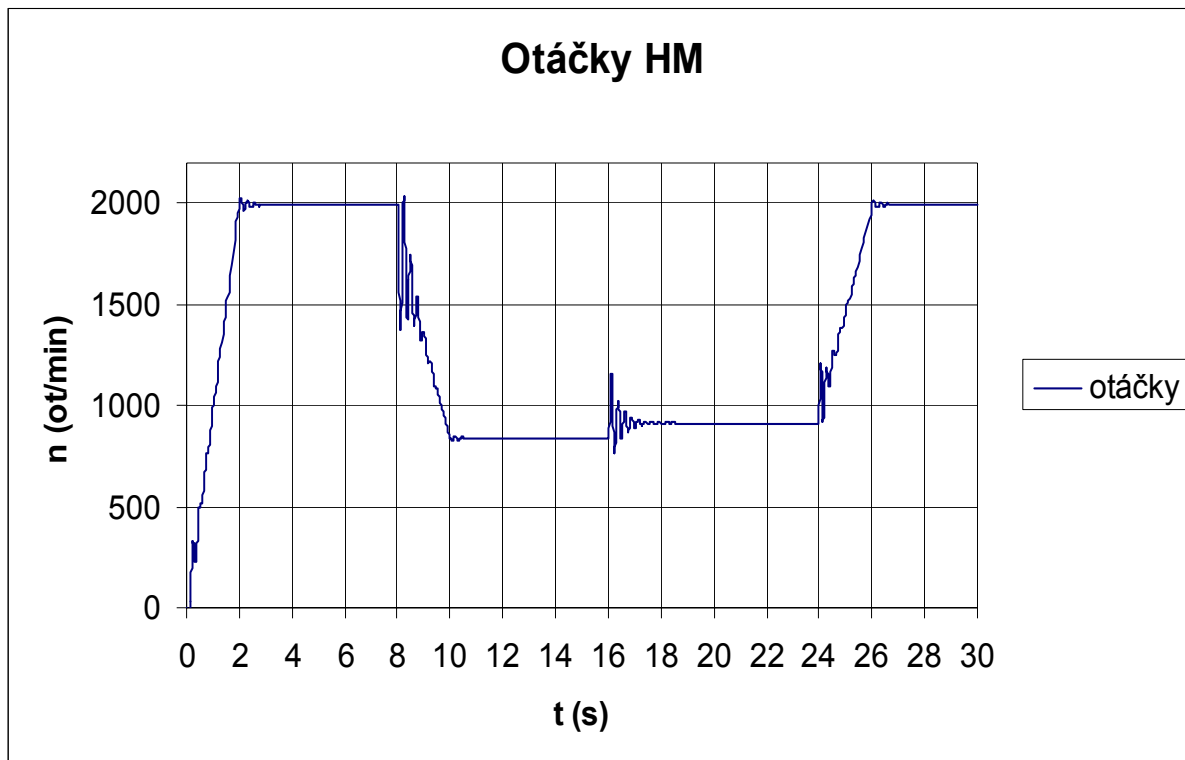


Axiální HM, kapacita $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.2.

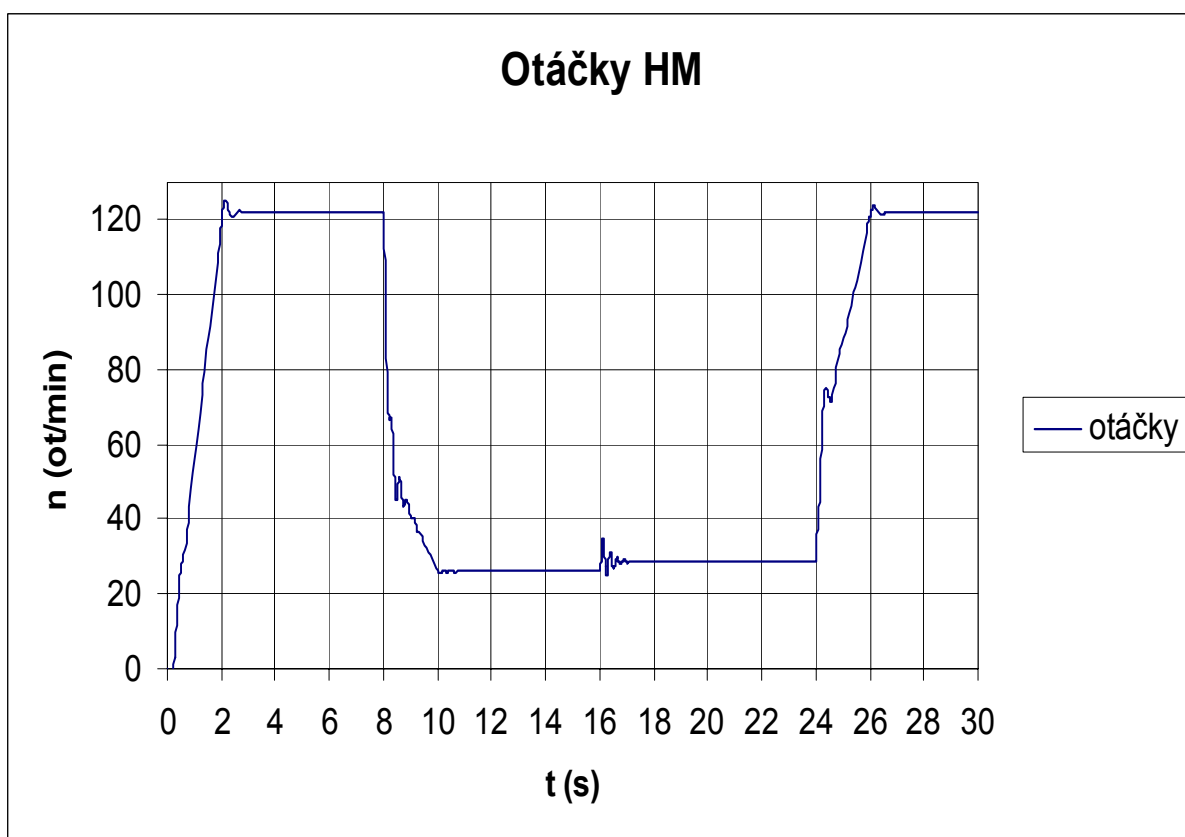


Radiální HM, kapacita $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.2.

Grafy otáček axiálního a radiálního hydromotoru při použití ocelového vedení, varianta 2.

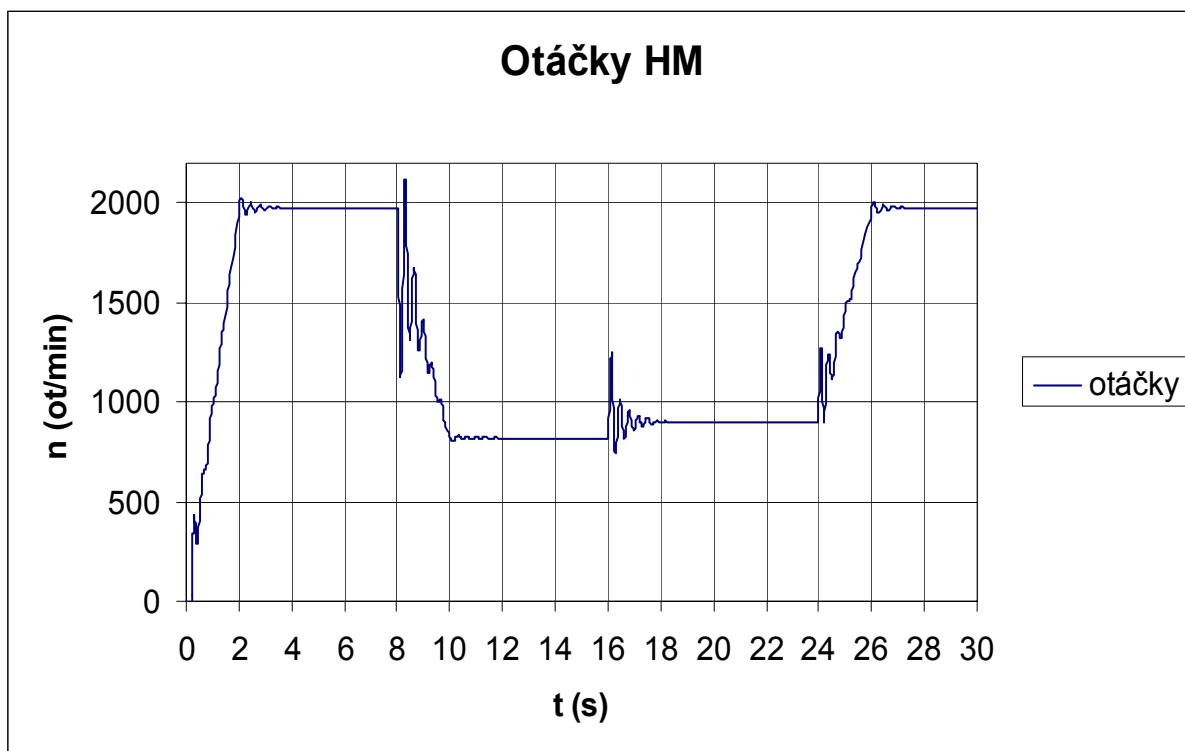


Axiální HM - otáčky, kapacita $C_O = 1,55 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.2.

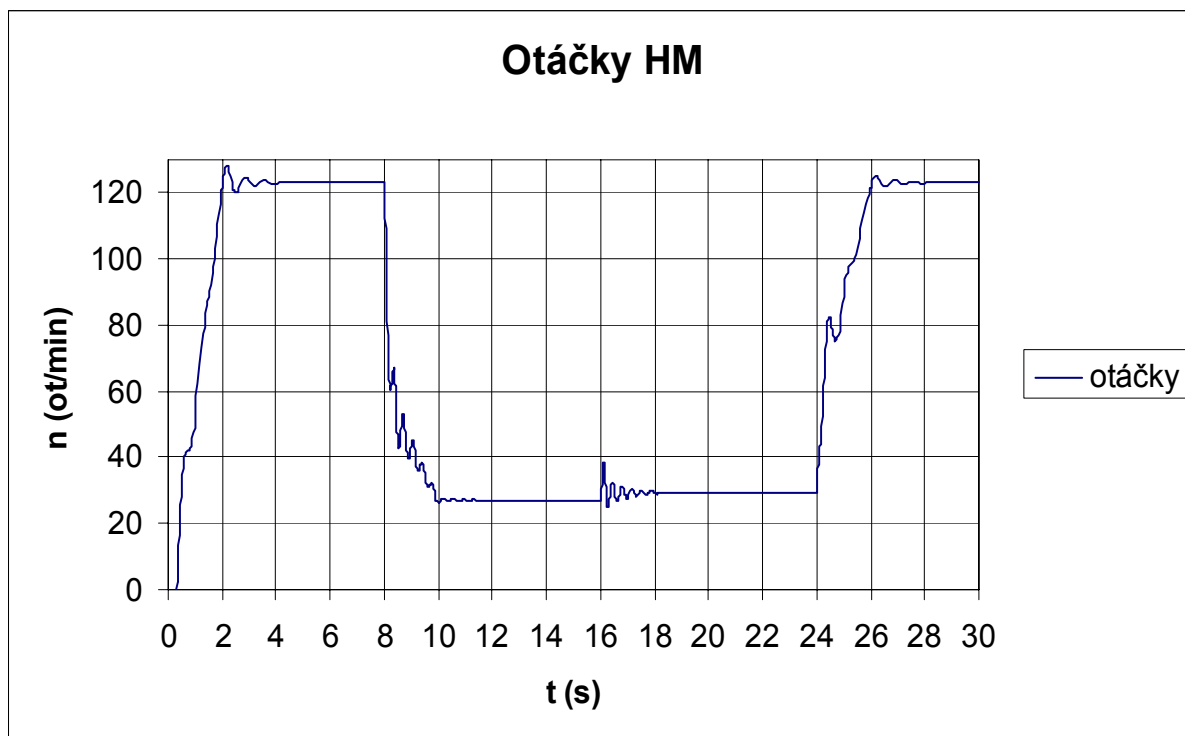


Radiální HM - otáčky, kapacita $C_O = 1,88 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.2.

Grafy otáček axiálního a radiálního hydromotoru při použití hadicového vedení, varianta 2.



Axiální HM - otáčky, kapacita $C_H = 2,81 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.2.



Radiální HM - otáčky, kapacita $C_H = 3,43 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5$, var.2.

Rozbor výsledků a reakcí na odezvy v simulačním modelu jsou popsány ve variantě 1.