

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Analýza spotřeby energie řídicího systému kola
velkorypadla

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta elektrotechnická

Katedra řídicí techniky

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student: Jan Švec

Studijní program: Elektrotechnika a informatika (bakalářský), strukturovaný
Obor: Kybernetika a měření

Název tématu: **Analýza spotřeby energie řídicího systému kola velkorypadla**

Pokyny pro vypracování:


1. Seznamte se se dvěma koncepcemi řídicího systému momentu a rychlosti kola velkorypadla, tj.
 - a. elektronickým řízením pomocí výkonových měničů,
 - b. mechanicko-hydraulickým řízením pomocí hydrospojky.
2. Seznamte se se simulačním modelem řídicího systému dle bodu 1a, viz [1].
3. Simulační model 1a modifikujte na základě nově získaných informací.
4. Navrhněte a implementujte simulačním model pohonu kola s hydrospojkou.
5. Porovnejte dynamické vlastnosti modelu 1a a 1b.
6. Pro zvolený pracovní režim rypadla a daný časový horizont vyhodnoťte energetickou náročnost provozu obou koncepcí.

Seznam odborné literatury:

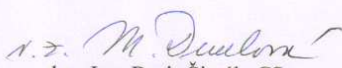
Dodá vedoucí práce

Vedoucí: doc. Ing. Petr Horáček, CSc.

Platnost zadání: do konce zimního semestru 2008/2009


prof. Ing. Michael Šebek, DrSc.
vedoucí katedry




doc. Ing. Boris Šimák, CSc.
děkan

V Praze dne 25. 2. 2008

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

V Praze dne 13. 6. 08

Jan Jan

Podpis

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval Doc. Ing. Petru Horáčkovi, Csc., vedoucímu práce, za jeho rady, odborné vedení a všestrannou pomoc, kterou mi poskytoval při tvorbě této práce. V neposlední řadě mu také děkuji za zajímavé zadání. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině včetně mé přítelkyně za podporu nejen při vzniku této práce ale i během celého studia. Můj velký dík patří také mým spolužákům Pavlovi Švarcovi a Janu Štefanovi za spolupráci během celého studia a při tvorbě této práce.

Anotace

Kolesové velkorypadlo je obrovský stroj určený pro povrchovou těžbu, kterou provádí s pomocí velkého těžebního kola. Rychlost a moment na kolese jsou řízeny dvěma způsoby – mechanickým a elektronickým. Cílem této práce je analyzovat obě koncepce řízení. Dále navrhnout a implementovat simulační modely pohonu kola s oběma způsoby řízení, přičemž bude využito již vytvořeného modelu s elektronickým řízením. Získané modely budou poté porovnány z hlediska jejich dynamických vlastností a energetické náročnosti.

Annotation

Bucket-wheel excavator is a huge vehicle made for surface mining by using a large wheel. There are two ways how to regulate the speed and the torque of this wheel – the mechanical and the electronic. The purpose of this paper is to analyse both conceptions of the regulation and to devise and implement simulation models of the wheel drive with these two conceptions. For this task we use the electronic regulation model which was already implemented. We finally compare dynamic characteristics and a power consumption of the implemented models.

Seznam použitých symbolů

OZNAČENÍ	VYSVĚTLIVKA	JEDNOTKA
s_m	skluz motoru	-
f_m	frekvence točivého mag. pole	Hz
f_r	frekvence otáčení rotoru	Hz
s_s	skluz spojky	-
ω_c	úhlová rychlost čerpadla	Rad/s
ω_t	úhlová rychlost turbíny	Rad/s
η_s	účinnost spojky	-
P_T	výkon turbíny	W
P_C	výkon čerpadla	W
M_T	moment turbíny	N·m
M_C	moment čerpadla	N·m
i	poměr otáček čerpadla a turbíny	-
M	moment přenášený spojkou	N·m
λ	provozní momentová charakteristika	-
ρ	hustota pracovní kapaliny	kg/m ³
D_P	velikost pracovního prostoru spojky	m
ω_{ref}	žádaná hodnota ω	Rad/s
ω_m	úhlová rychlost motoru	Rad/s
P_P	příkon motoru	W
I	statorový proud	A
U	napětí na statoru	V
$\cos \varphi$	účinník	-
P	výkon motoru	W
η_m	účinnost motoru	-
R	odpor vinutí statoru	Ω
L	indukčnost vinutí statoru	H
ξ	konstanta gyrátoru	-
C_{PD}	přenos regulátoru momentu	-
C_{PI}	přenos regulátoru otáček	-
ϕ	tuhost spojky	-
M_m	hmotnost vytěženého materiálu	kg
ρ_z	hustota zeminy	kg/m ³
P_s	spotřeba	W
n_k	Otáčky kola	-
V_t	objem natěženého materiálu	m ³

Obsah

Seznam symbolů	6
1 Úvod	9
1.1. Rypadlo SchRs 1320/4x30	9
1.2. Společnost Prodeco a.s.	10
2 Systémy pohonu a řízení	11
2.1. Pohon	11
2.1.1. Asynchronní elektromotor	11
2.1.2. Planetová převodovka	12
2.2. Mechanické řízení	13
2.2.1. Hydrodynamická spojka – popis	13
2.2.2. Hydrodynamická spojka – konstrukce	14
2.2.3. Hydrodynamická spojka – princip	14
2.2.4. Charakteristiky hydrodynamické spojky	16
2.3. Elektronické řízení	18
2.3.1. Výkonové frekvenční měniče	18
2.3.2. Popis regulátorů	19
3 Úprava stávajícího modelu	20
3.1. Popis stávajícího modelu	20
3.2. Model asynchronního elektromotoru	21
3.3. Model převodovky, kola a zdroje momentu	23
3.4. Parametry modelu s elektronickým řízením	24

4	Tvorba modelu s mechanickým řízením	27
4.1.	Tvorba modelu spojky – bez tlumení vibrací	27
4.2.	Tvorba modelu spojky – s tlumením vibrací	30
5	Simulace	31
5.1.	Momentová charakteristika spojky	31
5.2.	Chování systémů na počátku těžby a při těžbě	32
6	Spotřeba	37
6.1.	Analýza průměrné spotřeby v průběhu těžby	38
6.2.	Analýza časové náročnosti těžby	40
7	Závěr	41
	Použitá literatura	42
	Použitý software	43
	Příloha A	44
	Příloha B	45

1 Úvod

Hlavním cílem této práce je porovnat spotřebu energie elektrického pohonu kola velkorypadla SchRs 1320/4x30 firmy Prodeco a. s. při řízení rychlosti a momentu dvěma způsoby – mechanickým nebo elektronickým.

V případě modelování mechanického řízení budeme vycházet z již vytvořeného modelu elektronického řízení, který upravíme podle potřeb. Největší úpravy budou spočívat v přidání modelu hydrodynamické spojky.

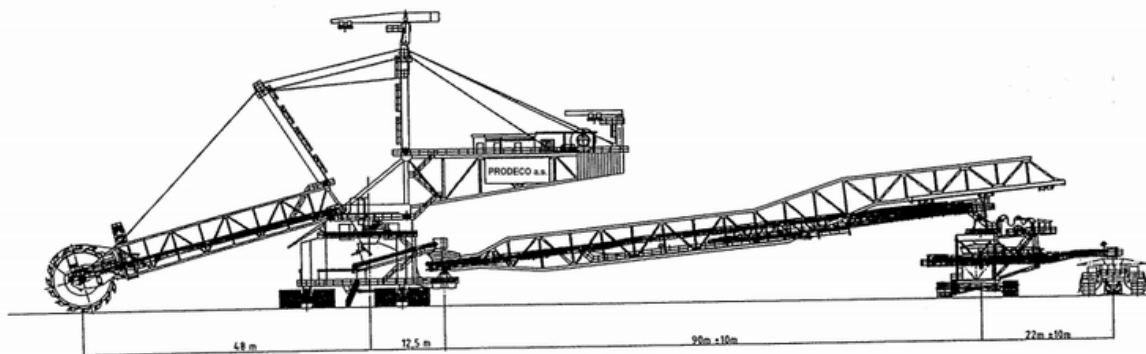
Korečková velkorypadla jsou hojně využívána v báňském průmyslu. Jsou to stroje určené pro těžbu skrývky, což je vrstva horniny pokrývající ložisko těženého materiálu, v našem případě uhlí. Mocnost takové skrývky může být v případě těžby hnědého uhlí až 300 metrů. Proto jsou tyto stroje při těžbě hnědého uhlí velice důležité.

Informace o společnosti Prodeco a. s. a rypadle SchRs 1320/4x30 byly získány z internetových stránek společnosti [1] a z měsíčníku „Hornické listy“ [2].

1.1. Rypadlo SchRs 1320/4x30

Toto rypadlo se skládá ze 3 částí viz. obr. 1.1. Pro nás je důležitá pouze část s kolem, která provádí samotnou těžbu. Druhou částí je spojovací most, který slouží k přepravě těženého materiálu mezi rypadlem a nakládacím vozem, ten je částí třetí. Přes něj se materiál sype přímo na pásové dopravníky.

Rypadlo má provozní hmotnost 4 094 t a je vysoké téměř 60 metrů. Jeho teoretický těžební výkon je 5 500 m³/h.



OBR. 1. 1 – TECHNICKÝ VÝKRES RYPADLA

1.2. Společnost Prodeco a. s.

Společnost Prodeco a. s. je projekčně konstrukční a dodavatelsko inženýrská organizace, která se orientuje na dodávky strojů pro báňský a energetický průmysl, a to pro povrchové doly a tepelné elektrárny. Společnost má velmi širokou základnu a je schopna dodat i velké projekty, tzv. „na klíč“. Zpracovává projektovou dokumentaci, zajišťuje dodávky, montáž technologie a uvádí montovaná zařízení do provozu.

Kromě dodávek vlastních velkstrojů nabízí společnost zákazníkům i komplexní servis. Součástí tohoto servisu jsou dodávky náhradních dílů, provádění oprav zařízení a také poskytování technické pomoci.

Společnost za dobu své existence vyprojektovala přes 25 různých typů rypadel a zakladačů. Celkový počet dodaných a namontovaných strojů přesáhl 130 kusů. Patří tím k největším společnostem svého druhu v ČR i ve střední Evropě.



**OBR.1. 2 – NAHOŘE: OBRÁZEK CELÉHO RYPADLA, DOLE VLEVO: DETAIL ŠIKMÉ SKLUZOVÉ STĚNY
A VPRAVO: DETAIL KOLESA**

2 Systémy pohonu a řízení

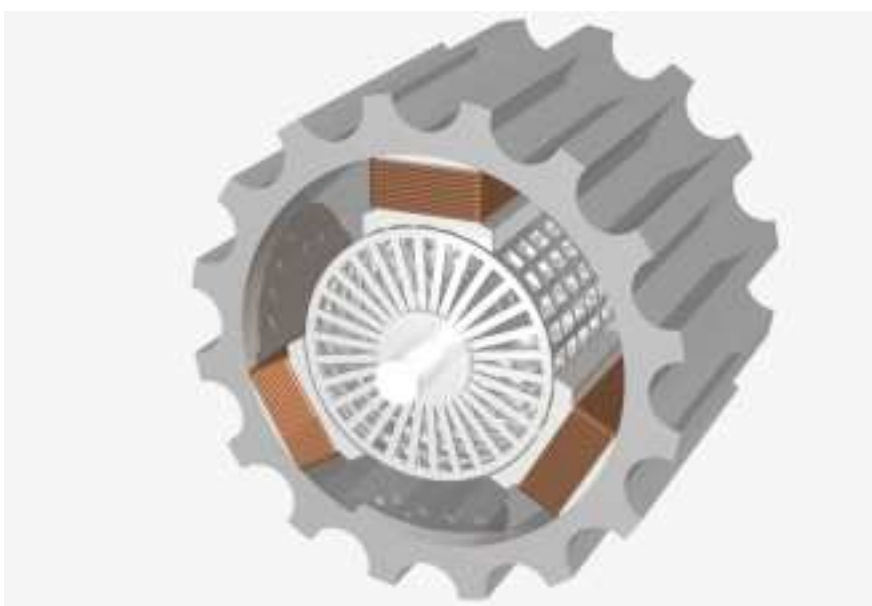
Rypadlo je v provozu ve dvou provedeních s různými řídicími systémy pro regulaci pohonu kola. Původní způsob řízení je mechanický s použitím hydrodynamické spojky a druhý způsob je elektronický s použitím vysokofrekvenčních měničů jako regulátorů otáček, proudu, momentu a magnetického toku. Koleso je poháněno dvěma 3F asynchronními elektromotory Siemens ARNR 630Y-6. Oba motory jsou v případě elektronického řízení připojeny přes kardanovu hřídel rovnou na planetové převodovky, které pohání koleso. V druhém případě jsou mezi motory a převodovku zařazeny hydrodynamické spojky firmy Voith s typovým označením 1000 TN05.

2.1. Pohon

2.1.1. Asynchronní elektromotor

Jak již bylo zmíněno, stroj je poháněn dvěma asynchronními elektromotory od firmy Siemens. Maximální výkon každého z nich je 1000 kW a hodnoty jmenovitých napětí a proudu jsou 6000 V a 118 A. Hodnota jmenovitých otáček je 960 RPM.

Motor (obr. 2. 1) je složen ze statorového vinutí tzv. statoru, které je připojeno na střídavé 3fázové napětí vytvářející v okolí



OBR.2. 1 –ASYNCHRONNÍ MOTOR

statoru točivé magnetické pole. Jako rotoru je u něj použito tzv. klecové kotvy, která má podobu klece ze silných hliníkových tyčí. Ty jsou spojeny dvěma hliníkovými prstenci. Celá kotva je velmi dobře vodivá.

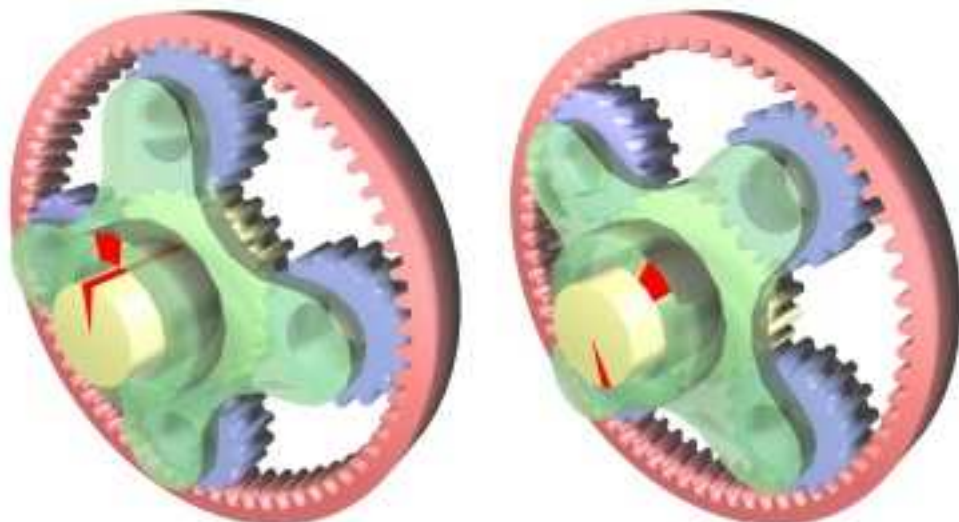
Díky proměnlivému magnetickému poli, ve kterém je kotva umístěna, je indukováno mezi konci tyčí elektromotorické napětí a tyčemi tak protéká indukovaný proud [8]. Proto na tyče působí síla (síla působící na vodič s proudem v magnetickém poli) a celá kotva se otáčí. Frekvence otáčení je vždy menší než frekvence točivého magnetického pole. (Kdyby tomu tak nebylo, neindukoval by se ve vodičích kotvy žádný proud). Charakteristickou veličinou elektromotoru je skluz s :

$$s_m = \frac{f_m - f_R}{f_m} \quad (1)$$

, kde f_p je frekvence otáčení magnetického pole a f_R je frekvence otáčení rotoru. Skluz roste se vzrůstajícím zatížením.

2.1.2. Planetová převodovka

Systém planetové převodovky (obr. 2. 2 [9]) se skládá z centrálního kola (žlutá barva), satelitů (modrá barva), které jsou unášeny unašečem (zelená barva) a korunového kola (červená barva).



OBR.2. 2 -PLANETOVÁ PŘEVODOVKA

Převodovka může pracovat ve třech různých režimech:

- zabržděné centrální kolo
- zabržděné korunové kolo
- zabržděný unašeč

Na obr. 2. 2 pracuje převodovka v režimu, kdy má zabržděné korunové kolo. Unašeč satelitů je poháněn vstupním momentem. Výstupní moment, který je pak získáván z centrálního kola, je menší než moment vstupní, ale rychlost otáčení je větší, jak znázorňují červené značky.

2.2. Mechanické řízení

2.2.1. Hydrodynamická spojka - popis

Hydrodynamické spojky (obr. 2. 3) se dělí v podstatě na dva různé typy - s konstantním nebo proměnlivým plněním. Spojka 1000 TNE05, která je nainstalována na rypadle, je typem s konstantním plněním. Tyto druhy spojek jsou užívány ve spojení s elektromotory v širokém rozsahu aplikací především tam, kde jsou požadovány vysoké výkony, ekonomičnost a spolehlivost. Výhodou použití tohoto typu spojek jsou tyto vlastnosti :

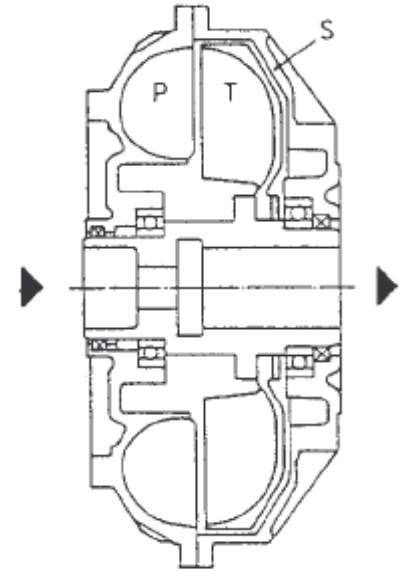
- plynulý rozběh největších hmot
- jsou optimální pro třífázové motory s kotvou nakrátko
- bezzátěžový rozběh a chod motoru
- nejsou požadovány speciální modifikace elektromotorů
- efektivní tlumiče kmitání
- zabezpečení stroje proti přetížení (hnacího i hnaného)
- vyrovnání zátěže pro vícemotorové pohony



OBR.2. 3 –TURBOSPOJKA

2.2.2. Hydrodynamická spojka - konstrukce

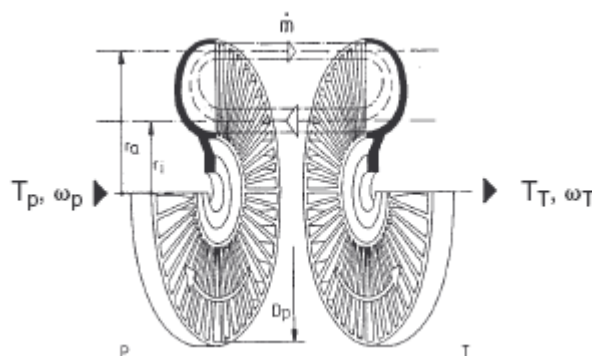
Hydrodynamická spojka nebo též turbospojka firmy Voith pracuje na bázi Foettingerova principu [3]. Řez turbospojkou je znázorněn na obr. 2. 4. Jejými základními součástmi jsou dvě lopatková kola – čerpadlové na obr. značeno jako P a turbínové kolo T, a dále pak vnější skříň S. Obě kola jsou postavena nezávisle na sobě. Výstup je dosažen s minimálním mechanickým opotřebením bez mechanického kontaktu mezi součástmi přenášejícími výkon. Spojka 1000 TN05 je spojkou s konstantním plněním, čili obsahuje konstantní objem pracovní tekutiny, obvykle minerálního oleje. Celková hmotnost této spojky je 626 kg a obsahuje přitom 100 l minerálního oleje.



OBR.2. 4 – ŘEZ TURBOSPOJKOU

2.2.3. Hydrodynamická spojka - princip

Základní mechanismus, kterým se přenáší výkon čerpadla na turbínu, lze dobře popsat dle obr. 2. 5. Otáčením čerpadlového kola P se uděluje kapalině kinetická energie a částičky kapaliny se posouvají v kanálech čerpadla směrem k obvodu. Tím je vyvolán tok veškeré hmoty kapaliny skrz kanály ve směru zevnitř ven.



OBR.2. 5 – PRINCIP ČINNOSTI TURBOSPOJKY

Hmota kapaliny, jež je nucena k tomuto proudění, tak doznává první změnu směru, k čemuž je jí dodána potřebná síla (moment T_p jinak také M_p) vzniklá přivedením vnější energie hnacím motorem čerpadla. Tatáž kapalinná hmota, která ve svém proudovém okruhu musí protékat lopatkovými kanály turbínového oběžného kola T, v něm opět mění směr. Tato změna směru způsobená tlaky hmoty vyvozovanými na lopatkách turbíny, popř. stěnách kanálů, se projevuje jako tangenciální síla, která vztažena k ose otáčení systému vytváří znovu kroutící moment. Tento kroutící moment uvádí turbínu do rotace, která pak může v souhlasu s tímto kroutícím momentem T_T a svými otáčkami ω_T navenek odevzdávat výkon.

V důsledku nepřetržitého proudění kapaliny v prstenci o poloměru r_i-r_a nedochází mezi koly spojky ke změně hybnosti. Proto je moment na hřídeli čerpadlového a turbínového kola stejný. Oběh kapaliny je umožněn rozdílem tlaků kapaliny vyvíjených čerpadlovým a turbínovým kolem. Rozdílem tlaků se překonávají odpory proti pohybu kapaliny v mezilopatkových kanálech kol. K tomu je nezbytné, aby čerpadlové a turbínové kolo mělo rozdílný počet lopatek, čímž dochází ke skluzu mezi otáčkami čerpadlového a turbínového kola, který je definován jejich rozdílem, rovnice (2).

$$S_s = \frac{\omega_p - \omega_T}{\omega_p} \quad (2)$$

Celková účinnost přenosu energie je dána poměrem přeneseného výkonu k výkonu přivedenému, rovnice (3).

$$\eta_s = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_P \cdot \omega_P} = \frac{(M_P - \Delta M) \cdot \omega_T}{M_P \cdot \omega_P} \quad (3)$$

Nepřihlížíme-li k ventilačním a ložiskovým ztrátám ΔM , budou kroutící momenty na čerpadlovém a turbínovém kole stejné, rovnice (4).

$$M_P = M_T = M \quad (4)$$

Potom se účinnost ztotožňuje s poměrem otáček i , rovnice (5).

$$\eta_s = \frac{\omega_T}{\omega_P} = i \quad (5)$$

Ztrátový výkon je pak tedy úměrný výkonu čerpadla a hodnotě skluzu, rovnice (6). Projevuje se zejména ohřevem pracovní kapaliny.

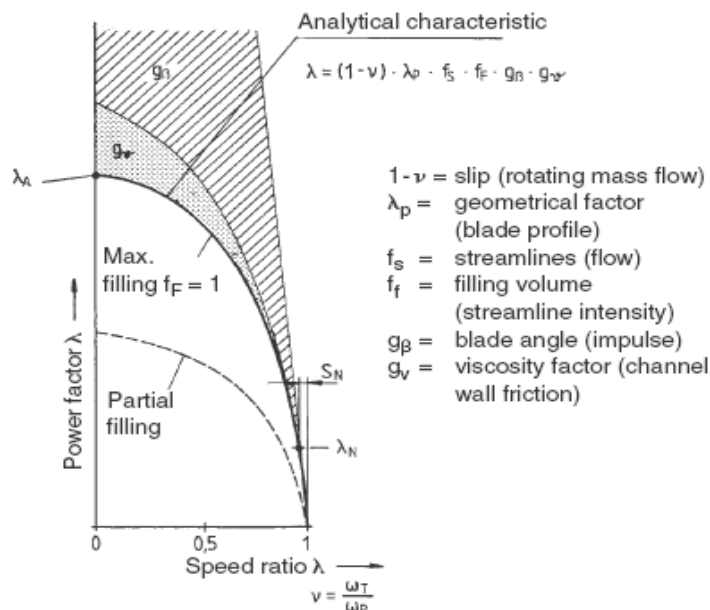
$$P_Z = P_P - P_T = P_P - \eta \cdot P_P = (1 - \eta) \cdot P_P = s \cdot P_P \quad (6)$$

2.2.4. Charakteristiky hydrodynamické spojky

Velikost přenášeného momentu byla odvozena z eulerových rovnic [3] a je dána rovnicí (7).

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_P^2 \cdot D_P^5 \quad (7)$$

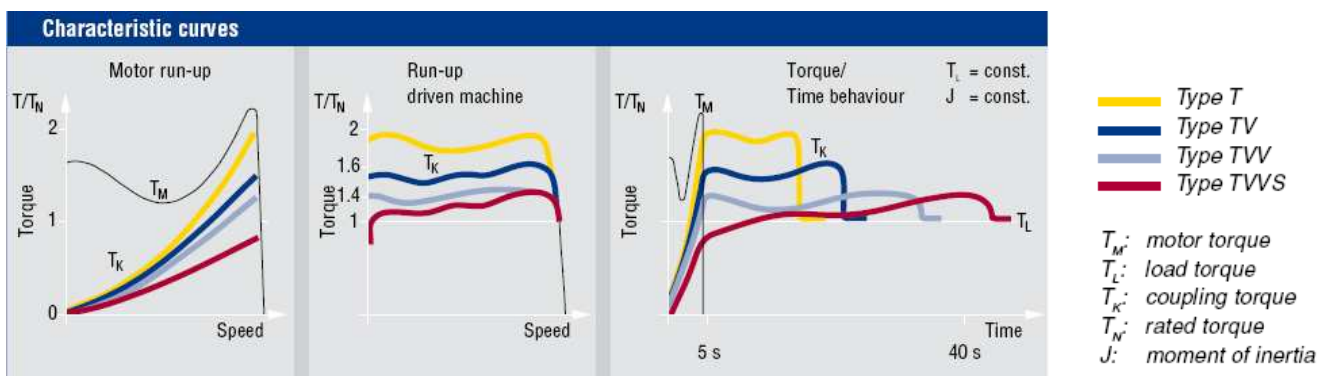
, kde λ je takzvaná provozní charakteristika viz. obr. 2. 6. , která je funkcí poměru otáček a je bezrozměrná. Závisí na geometrickém tvaru lopatek, jejich natočení, množství kapaliny v pracovním prostoru spojky, tvaru proudnice a tření kapaliny o stěny skříně. Protože je spojka typu 1000 TN05 s konstantním plněním, jsou všechny tyto hodnoty pro zvolený pracovní bod konstantní. ρ je hustota kapaliny, kterou je naplněn pracovní prostor spojky, a D_P je velikost pracovní zóny čili délka lopatek, jak je znázorněno na obr. 2. 5.



OBR.2. 6 - PROVOZNÍ CHARAKTERISTIKA SPOJKY

Dalším parametrem spojky je její rozběhová charakteristika (obr. 2. 7). Na obrázku jsou znázorněny rozběhové charakteristiky 4 typů spojek. Všechny jsou s konstantním plněním, ale s jinou charakteristikou zaplňování pracovní komory olejem při rozběhu. Průběh odpovídající spojce, která je umístěna na kolesovém rypadle, je vyznačen žlutou barvou. Další průběhy se týkají spojek, které jsou použity v aplikacích, u kterých je vyžadován plynulejší nárůst momentu s malým překmitem, např. u pásových dopravníků.

Rozběhová charakteristika není pro naši práci tak podstatná, protože by na výsledky vyhodnocení spotřeby při použití turbospojky měla jen zanedbatelný vliv. Je to v důsledku toho, že poměr času rozběhů kola k času, kdy stroj pracuje v podmínkách, při kterých se uplatňuje předem zmíněná provozní charakteristika, je zanedbatelný. Tato charakteristika je důležitá hlavně u aplikací, kde spojka plní roli rozběhovou. To je např. u dopravních pásů, které se také využívají v báňském průmyslu v souvislosti s kolesovým rypadlem pro dopravu uhlí a skrývky z místa těžby.



OBR.2. 7 – ROZBĚHOVÉ CHARAKTERISTIKY RŮZNÝCH TYPŮ HYDROSPOJEK

2.3. Elektronické řízení

2.3.1. Výkonové frekvenční měniče

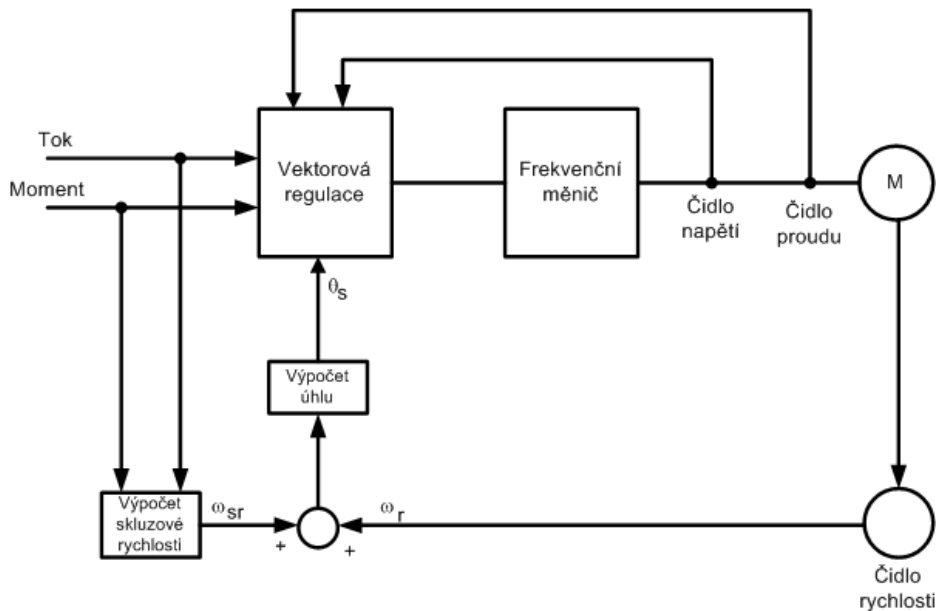
Na stroji jsou nainstalovány dva frekvenční měniče PowerFlex 7000 (obr. 2. 8) firmy Rockwell Automation, u kterých je regulace rychlosti otáček motoru dosaženo regulováním momentu motoru. Tento měnič je principiálně proudový střídač s pulsně šířkovou modulací výstupního proudu [4]. Řídící algoritmus tohoto frekvenčního měniče zajišťuje přímé vektorové řízení motoru. V principu se řídí dvě regulované veličiny, kdy řízený usměrňovač reguluje hodnotu proudu ve stejnosměrném meziobvodu, tedy i amplitudu proudu motoru, a invertor reguluje frekvenci, tedy i fázi proudu motoru.



OBR.2. 8 – FREKVENČNÍ MĚNIČ POWERFLEX 7000

Vektorové řízení asynchronních motorů vychází z modelu popisujícího jak elektromagnetické tak elektromechanické jevy ve stroji [5]. Díky tomuto modelu lze efektivně řídit okamžité hodnoty proudů a toků. Důsledkem toho je rovněž řízení momentu stroje. V řídicí struktuře se v ustáleném stavu jeví zadávané hodnoty jako stejnosměrné. Na asynchronní pohon s vektorovým řízením pak lze pohlížet jako na stejnosměrný pohon s cizím buzením, kde lze řídit nezávisle tok motorem a jeho moment. Tohoto efektu bude dále využito při modelování asynchronního motoru, který bude zjednodušen na motor stejnosměrný s cizím buzením.

Základní schéma přímého vektorového řízení, které je použito u měničů PowerFlex 7000, je na obr. 2. 9.



OBR. 2. 9 – SCHÉMA PŘÍMÉHO VEKTOROVÉHO ŘÍZENÍ

Metoda přímého vektorového řízení závisí na generaci jednotkového vektoru ze statorových veličin anebo z magnetického toku ve vzduchové mezeře [5]. Magnetický tok se získá buď přímým měřením nebo se odhaduje. V případě přímého vektorového řízení není potřeba použít čidlo polohy pro získání informace o poloze rotoru. Oproti tomu v případě nepřímého vektorového řízení se poloha rotoru získá integrací součtu skluzové a rotorové rychlosti.

2.3.2. Popis regulátorů

Složitou funkci, která je implementovaná ve frekvenčních měničích, zjednodušíme na regulátory PI a PD [6]. Funkci regulátorů proudu a magnetické toku nemodelujeme (resp. zanedbáváme jejich dynamiku). Je to z důvodu řádově mnohem rychlejší odezvy ve srovnání s modelovaným systémem.

Regulátor rychlosti je typu PI. Funkcí tohoto regulátoru je ovlivňovat složku statorového proudu, která vytváří moment. Výstupem regulátoru je žádaná hodnota momentu, jejíž velikost je omezena maximální velikostí povoleného momentu.

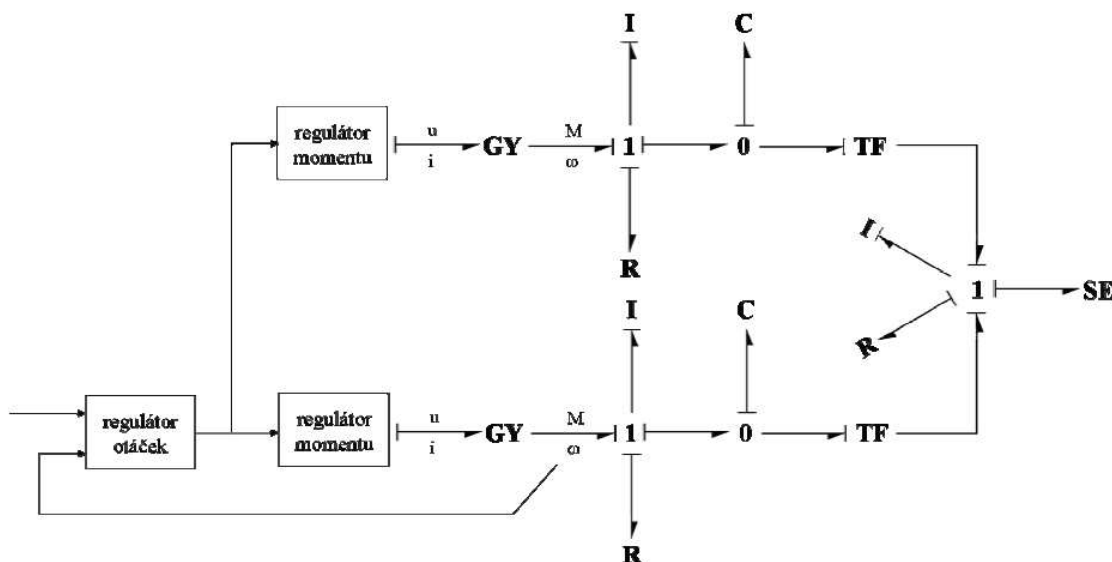
Regulátor momentu aproximujeme PD regulátorem. Na jeho vstup je přiveden výstup regulátoru rychlosti. Na výstupu pak dostáváme hodnotu napětí přivedeného na motor. Ve skutečnosti je výstupem tohoto regulátoru žádaná hodnota proudu. Z důvodu modelování motoru jako stejnosměrného s cizím buzením je pro náš model vhodnější jako výstup napětí.

3 Úprava stávajícího modelu

V této kapitole bude vytvořen model kolesového rypadla s elektronickým řízením. Tvorba modelu se bude skládat ze dvou hlavních částí. První částí bude vytvoření modelu asynchronního elektromotoru a zdroje zatěžovacího momentu. Druhou pak bude úprava stávajících částí vytvořených v [6].

3.1. Popis stávajícího modelu

Výkonový graf stávajícího modelu s elektronickým řízením je na obr. 3. 1. [6].



OBR. 3. 1 - VÝKONOVÝ GRAF SYSTÉMU S ELEKTRONICKÝM ŘÍZENÍM

Regulátor otáček modelujeme jako regulátor typu PI a regulátor momentu jako PD, jak již bylo zmíněno v kapitole 2 oddílu 2.2.

Motor je ve výkonovém grafu stávajícího modelu reprezentován gyrátorem GY, který transformuje hodnotu proudu procházejícího motorem na moment motoru, dále potom induktorem, který představuje moment setrvačnosti rotoru, a rezistorem, kterým je modelováno viskózní tření motoru. Z výkonového grafu je patrné, že jeden z motorů pracuje jako tzv. MASTER (je z něj získávána hodnota výstupních otáček) a druhý jako SLAVE.

Dalším prvkem ve výkonovém grafu je planetová převodovka, která je složena z kapacitoru, který simuluje tuhost převodovky, a dále transformátoru TF, který udává převodový poměr převodovky.

Posledním prvkem ve výkonovém grafu je koleso. To je reprezentováno induktorem, kterým je simulován moment setrvačnosti kola, a dále rezistorem, který reprezentuje viskózní tření působící na koleso.

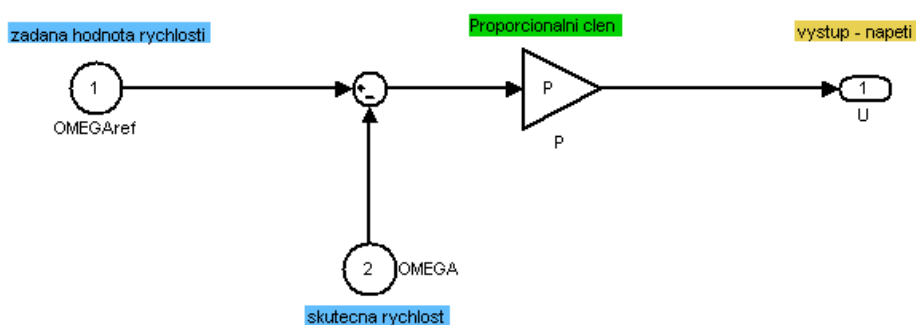
Při zjetí rypadla do skrývky vzniká na kolese moment, který je způsoben prořezáváním korečků do horniny. Tento moment působí proti momentu vyvolanému na kolese převodovkou. Zdroj tohoto momentu je značen SE.

3.2. Model asynchronního elektromotoru

V upraveném modelu je stávající model motoru nahrazen složitější variantou. Asynchronní elektromotor je zde modelován jako stejnosměrný elektromotor s permanentními magnety a dále je na vstup motoru připojen P regulátor rychlosti (obr. 3. 2), čímž je zajištěno, že pokles otáček nebude při zatížení tak velký, jako by tomu bylo u stejnosměrného motoru. Tímto je v podstatě simulován skluzový jev, který je pro asynchronní motory charakteristický. Výpočet skluzu v našem modelu uvádí rovnice (10).

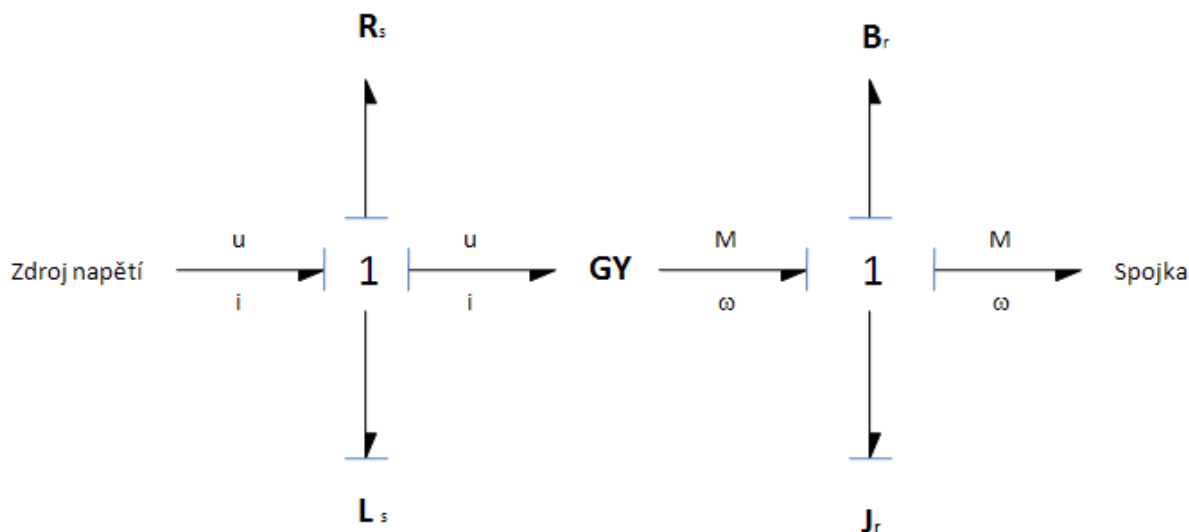
$$s_m = 1 - \frac{\omega_{ref}}{\omega_m} \tag{10}$$

, kde ω_{ref} je žádaná hodnota otáček a ω_m jsou skutečné otáčky motoru.



OBŘ.3. 2 – VNITŘNÍ STRUKTURA REGULÁTORU

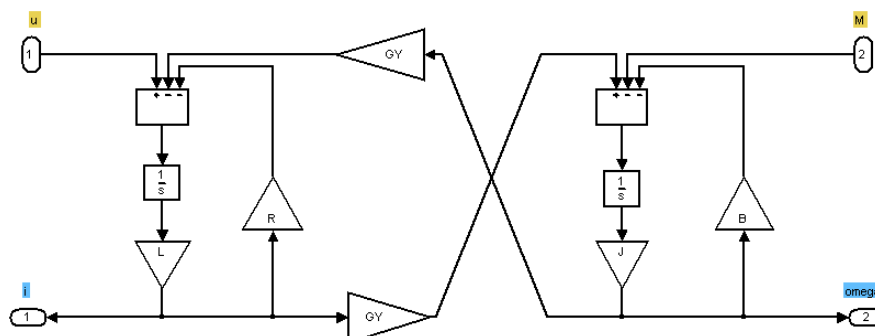
Výkonový graf stejnosměrného motoru s cizím buzením je pak na obr. 3. 3 [12].



OBR. 3. 3 – VÝKONOVÝ GRAF MOTORU

V případě elektronického řízení je na vstup motoru připojen výstup z regulátoru momentu. Stator modelujeme jeho odporem R , který nám určuje ztrátový výkon na statoru, a indukčnost statorového vinutí je reprezentována induktorem L . Funkcí gyrátoru GY je zde přeměna napětí u na moment M působící na rotor a dále přeměna rychlosti otáčení rotoru ω na proud i . Rotor je v grafu reprezentován rezistorem R , kterým modelujeme viskózní tření vznikající na rotoru (v případě připojení na spojku u mechanického řízení jím modelujeme i viskózní tření čerpadla spojky), a dále induktorem J , který reprezentuje moment setrvačnosti rotoru. Stejně jako u prvku R také reprezentuje moment setrvačnosti čerpadla spojky, pokud je na ní motor připojen.

Na obr. 3. 4 je zobrazeno simulinkové schéma motoru, které je použité ve výsledném modelu celého systému.

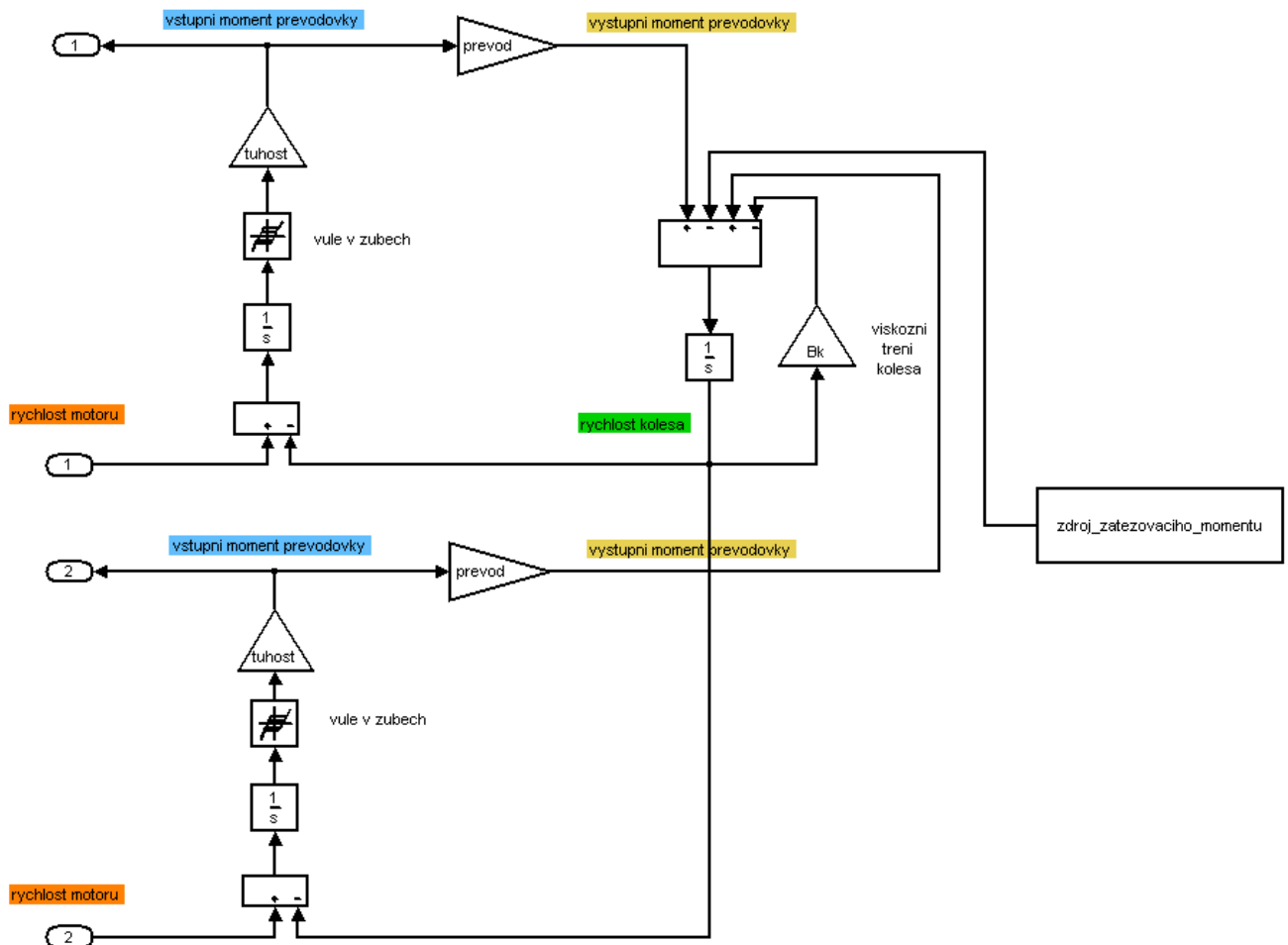


OBR. 3. 4 – SIMULINKOVÉ SCHÉMA MOTORU

3.3. Model převodovky, kola a zdroje momentu

Na modelu převodovky i kola nebyly provedeny téměř žádné úpravy. Jedinou úpravou v případě mechanického řízení bylo odstranění modelu pružnosti převodovky. Tato úprava však má zanedbatelný vliv na dynamiku celého systému. V časovém horizontu, v jakém je dynamika sledována, se prakticky neprojeví.

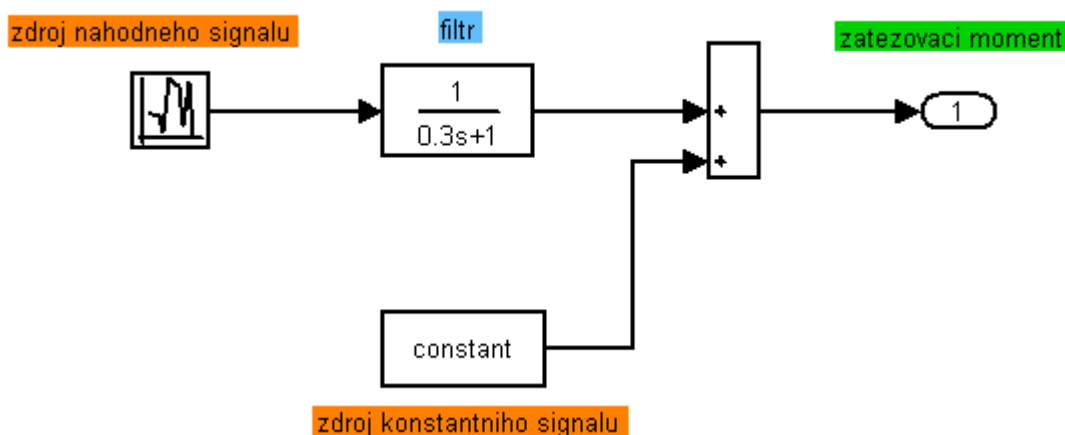
Na obr. 3. 5 je znázorněno simulinkové schéma převodovky s kolesem a zdrojem zatěžovacího momentu.



OBR. 3. 5 – SIMULINKOVÉ SCHÉMA KOLESA A ZDROJE ZATĚŽOVACÍHO MOMENTU

Zatěžovací moment je modelován zdrojem signálu, který se náhodně skokově mění, je filtrován a superponován s konstantním signálem. Tato forma náhrady zdroje zatěžovacího momentu hrubě simuluje projevy změn hustoty těženého materiálu i případné nárazy do tvrdé horniny. Frekvence náhodného signálu je závislá na translační rychlosti, jakou se kolo pohybuje směrem vodorovným

s povrchem. Simulinkové schéma zdroje zatěžovacího momentu je na obr. 3. 6.



OBR. 3. 6 – SIMULINKOVÉ SCHÉMA ZDROJE ZATĚŽOVACÍHO MOMENTU

3.4. Parametry modelu s elektronickým řízením

Vzhledem ke skutečnosti že není k dispozici dokumentace k rypadlu a jsou známy jen některé parametry částí rypadla, bude třeba pokusit se ostatní odhadnout. V tabulce 3. 1 jsou uvedeny známé parametry rypadla.

Výkon motoru [kW]	1000
Převodní konstanta převodovky [-]	172,05
Otáčky motoru [RPM]	960
Otáčky kola [RPM]	5,58
Počet korečků	26
Objem korečku [l]	710

TAB. 3. 1 ZNÁMÉ PARAMETRY RYPADLA

V následující části této kapitoly je popsán postup, jakým probíhal odhad a výpočet zbylých parametrů potřebných k vytvoření našeho modelu.

Velikost momentu setrvačnosti a viskózního tření rotoru byla převzata z [6] a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3. 2.

Vzhledem k tomu že asynchronní motor modelujeme motorem stejnosměrným s permanentními magnety, budeme některé veličiny jako např. proud rotorem v asynchronním motoru, simulovat jako proud statorem v motoru stejnosměrném.

Abychom mohli zjistit odpor statoru, musíme vypočítat ztráty, které ve statoru vznikají. Z rovnice (11) a známých parametrů motoru vypočítáme příkon motoru. Velikost účinníku $\cos \varphi$ budeme uvažovat 0,9.

$$P_p = I \cdot \sqrt{3} \cdot U \cdot \cos \varphi \quad (11)$$

Hodnota příkonu je tedy $P_p = 1103,7$ kW. Z již známé hodnoty příkonu a hodnoty výkonu P lze vypočítat z rovnice (12) hodnotu účinnosti.

$$\eta_m = \frac{P}{P_p} \quad (12)$$

V našem případě je účinnost $\eta_m = 0,9061$. Z této hodnoty můžeme dále vypočítat pomocí rovnice (13) velikost odporu R statorového vinutí.

$$R = \frac{U \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi}{I} \cdot (1 - \eta) = 7,445 \Omega \quad (13)$$

Indukčnost statorového vinutí L byla odhadnuta na velikost 5 H a konstanta ξ gyrátoru GY, který je použit ve výkonovém grafu na obr. 3. 2, byla vypočtena z následujícího vztahu (14).

$$\xi = \frac{M}{I} \quad (14)$$

, kde M je moment působící na rotor a I je známá hodnota jmenovitého proudu. Moment M vypočteme ze vztahu (15).

$$M = \frac{P}{\omega_m} = 9,947 \cdot 10^3 \text{ Nm} \quad (15)$$

, kde ω_m je úhlová rychlost rotoru. Po dosazení vypočtené hodnoty M a známé hodnoty I do rovnice (14) dostáváme hodnotu pro konstantu gyrátoru $\xi = 84,3$.

Zbylé hodnoty konstant jsou vypočteny v [6]. Přehled všech vypočtených nebo odhadnutých konstant je uveden v tabulce 3. 2.

Odpor vinutí R [Ω]	7,445
Moment setrvačnosti rotoru J [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	53
Viskozní tření rotoru B [$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$]	0,49
Indukčnost statorového vinutí L [H]	2
Konstanta gyrátoru ξ [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{A}^{-1}$]	84,3
Tuhost převodovky k [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$]	$750\cdot 10^3$
Moment setrvačnosti kola J [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	$4,45\cdot 10^6$
Viskozní tření kola B [$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$]	$5,83\cdot 10^6$

TAB. 3.2 VYPOČTENÉ NEBO ODHADNUTÉ PARAMETRY RYPADLA

V závěru jsou ještě uvedeny přenosy regulátorů otáček (16) a momentu (17).

- Přenos regulátoru momentu P_{PD}

$$C_{PD}(s) = \frac{112+2s}{\frac{1}{600}s+1} = 1200 \frac{s+56}{s+600} \quad (16)$$

- Přenos regulátoru otáček P_{PI}

$$C_{PI}(s) = 0,1 + \frac{0,6}{s} = 0,1 \frac{s+6}{s} \quad (17)$$

Hodnota stejnosměrné složky zatěžovacího momentu je $1,5\cdot 10^6$ N·m a rozptyl je 10 %.

Simulinkové schéma celého modelu s elektronickým řízením je v příloze [B].

4 Tvorba modelu s mechanickým řízením

Vytvoření modelu s mechanickým řízením bude v podstatě spočívat v přidání modelu hydrodynamické spojky mezi převodovku a motor v modelu s elektronickým řízením, který byl vytvořen v kapitole 3. Hydrodynamická spojka plní na rypadle především dvě funkce.

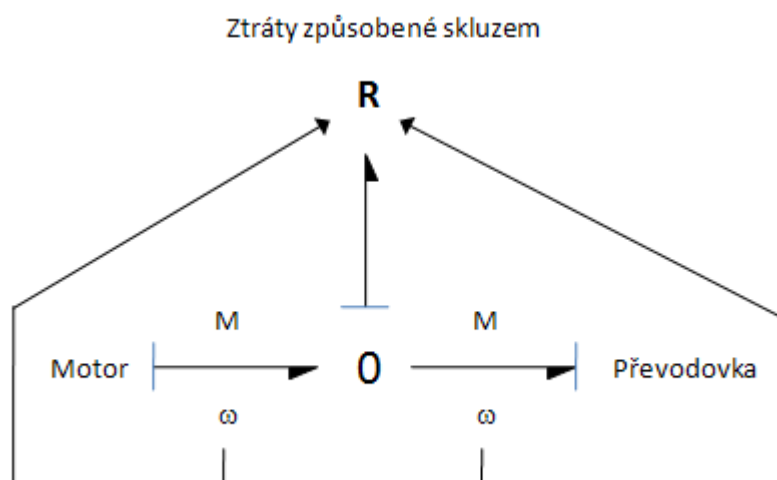
První z nich je regulační, přičemž spojka je schopna přenášet moment jen do určité velikosti. Tato vlastnost je vyžadována, aby nedošlo k přetížení motoru např. při nárazu kola do velmi tvrdé horniny, a vychází z tvaru momentové charakteristiky obr. 2. 6.

Druhou funkcí, kterou hydrodynamická spojka na kolesovém rypadle plní, je tlumení přenosu nežádoucích vibrací, vznikajících prakticky ve všech pracovních režimech, v jakých je rypadlo v provozu.

V následujících dvou oddílech bude pro názornost nejdříve navržen model spojky, který druhý parametr nesplňuje a poté bude upraven, aby nežádoucí vibrace přenášel v menší míře.

4.1. Tvorba modelu spojky – bez tlumení vibrací

Při vytváření modelu budeme vycházet ze sestrojeného výkonového grafu hydrodynamické spojky, který je znázorněn na obr. 4. 1.



OBR. 4.1 VÝKONOVÝ GRAF HYDROSPJJKY BEZ TLUMENÍ VIBRACÍ

Nejdůležitějším a v podstatě jediným prvkem ve výkonovém grafu je nelineární rezistor R , kterým jsou modelovány ztráty vzniklé skluzem.

Rovnicí popisující jeho chování je rovnice (7) z kapitoly 2. K úplnému popisu musíme ještě dodefinovat chování funkce λ . To je popsáno v rovnici (17).

$$\lambda = \left(1 - \left(\frac{\omega_T}{\omega_C}\right)^n\right) \quad (17)$$

, kde n je parametr, který určuje tvar momentové charakteristiky. S rostoucí hodnotou n roste také tuhost spojky v okolí pracovního bodu, jejíž hodnota je určena rovnicí (18).

$$\phi = \left(\frac{dM}{ds}\right)_{\omega_C = \text{konst.}} \quad (18)$$

, kde s je skluz spojky a M je přenášený moment. V našem případě zvolíme n takové, že hodnota přenášeného momentu v pracovním bodě, tj. při skluzu 3 %, bude tvořit 15 % hodnoty momentu, jakou je spojka schopna přenést. To jednoduše určíme z rovnice (17) tak, že za proměnnou λ dosadíme hodnotu 0,15 a za podíl rychlostí turbíny a čerpadla dosadíme hodnotu 0,97. Po úpravě dostáváme rovnici (19) a hodnotu proměnné n , kterou zaokrouhlíme na celé číslo.

$$n = \frac{\log(1-0,15)}{\log(0,97)} = 5,33 \doteq 5 \quad (19)$$

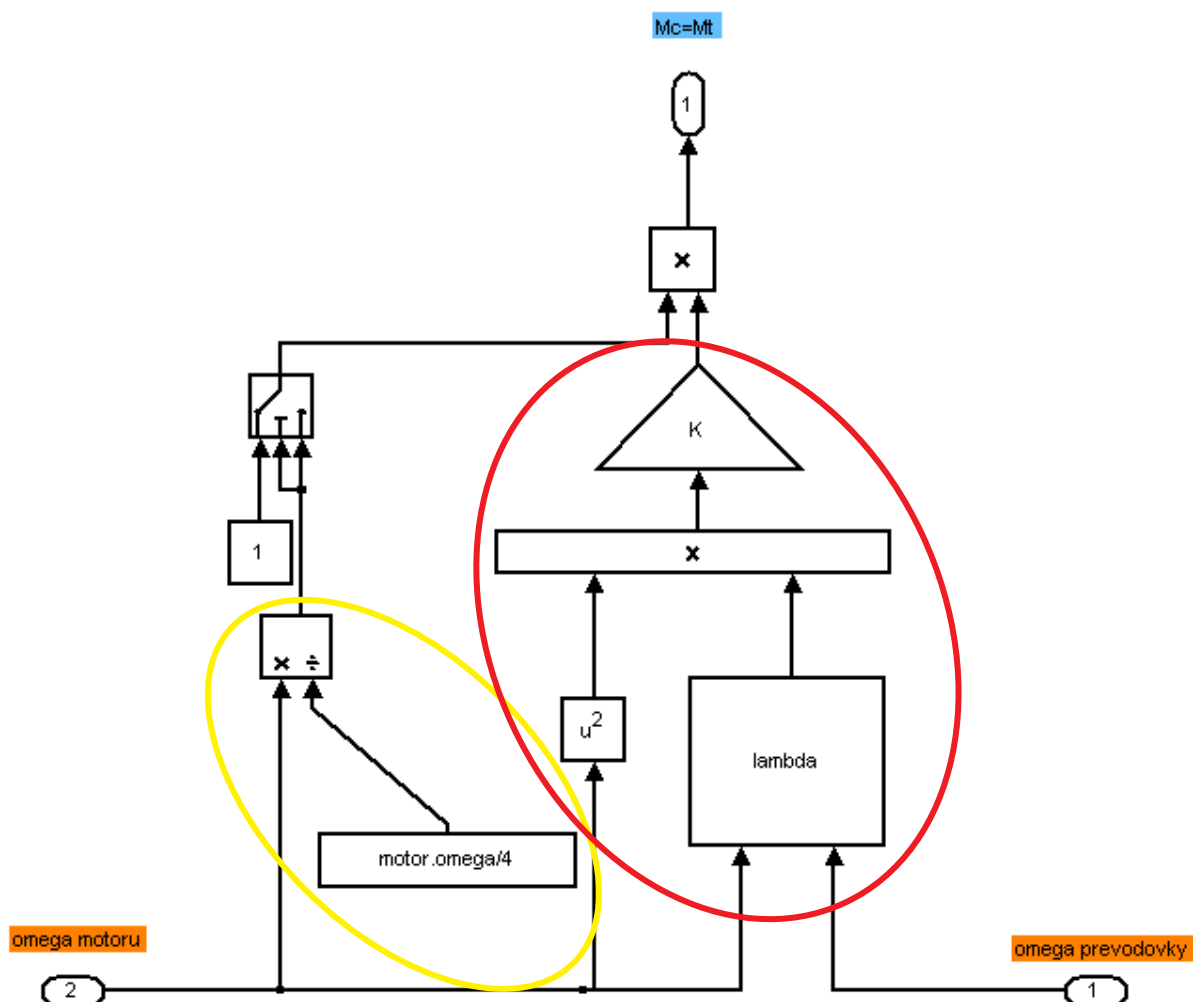
Hodnoty hustoty oleje ρ a velikosti pracovního prostoru D_P nejsou známy, ale výpočtem získáme jejich odhad. Hodnota hustoty minerálních olejů se pohybuje od 800 až 1000 kg/m³. V našem případě použijeme střední hodnotu 900 kg/m³. Dále potřebujeme ještě znát hodnotu funkce λ pro velikost skluzu 3 % a hodnotu parametru $n = 5$. Hodnotu funkce λ vypočteme z rovnice (17) a její velikost je 0,1413. Velikost momentu který má spojka při této hodnotě skluzu přenášet, se rovná velikosti momentu motoru při jmenovitých otáčkách. Ten byl vypočten v předchozí kapitole a jeho hodnota je $9,947 \cdot 10^3 \text{ Nm}$. Po dosazení všech konstant do rovnice (7) dostáváme velikost pracovního prostoru $D_P = 40,37 \text{ cm}$.

Všechny hodnoty odhadnuté nebo vypočtené v tomto oddílu kapitoly 4 jsou uvedeny v tab. 4. 1.

Hodnota exponentu n ve funkci λ [-]	5
Hustota kapaliny v pracovním prostoru [kg/m ³]	900
Velikost pracovního prostoru [cm]	40,37

TAB. 4.1 VYPOČTENÉ NEBO ODHADNUTÉ PARAMETRY
SPOJKY BEZ TLUMENÍ VIBRACÍ

Na obr. 4. 2 je potom znázorněno simulinkové schéma spojky bez tlumení vibrací.



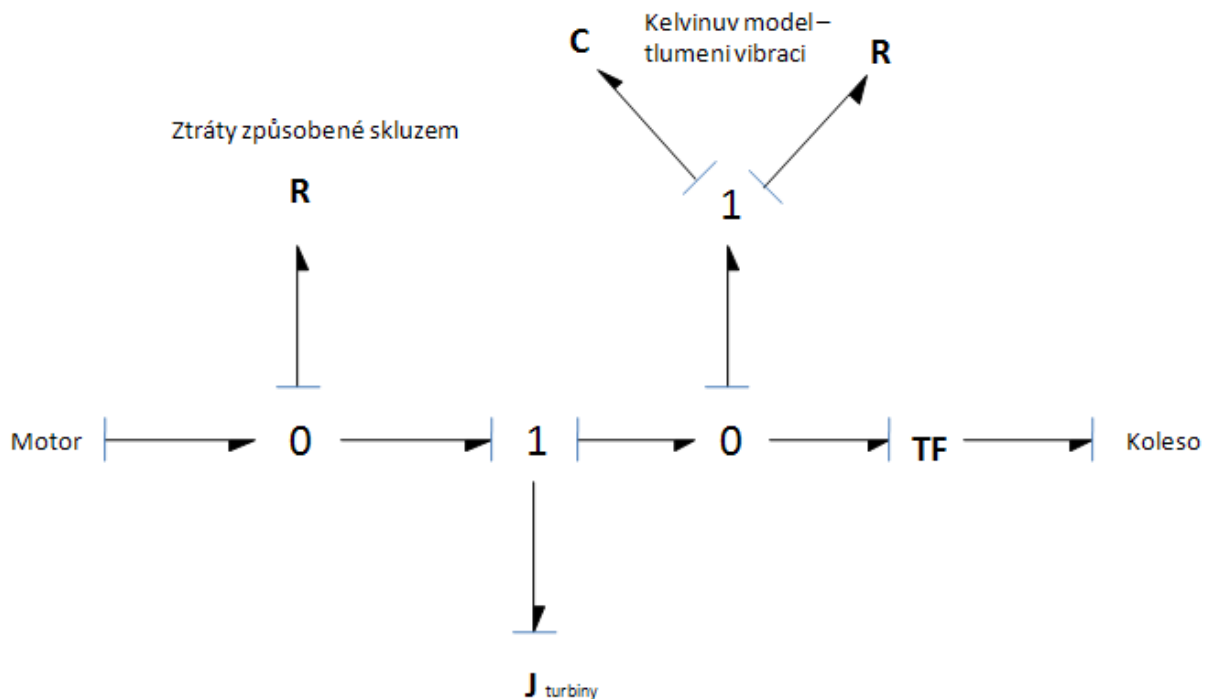
OBR. 4. 2 SIMULINKOVÉ SCHÉMA SPOJKY BEZ TLUMENÍ
VIBRACÍ

Červeně je vyznačena část, která odpovídá (7). Protože tato rovnice platí pouze za předpokladu dosažení určité hodnoty otáček, jinak je hodnota výstupního momentu menší než udává tato rovnice, tak byl zaveden člen vyznačený žlutě, který zmenšuje hodnotu výstupního momentu, dokud rychlost otáčení čerpadla nestoupne na čtvrtinu hodnoty jmenovitých otáček. To vyplývá z předpokladu, že se olej dostane do celého pracovního prostoru až při dosažení této hodnoty otáček. Hodnota je však pouze odhadem, protože k hydrodynamické spojce nejsou k dispozici tak podrobné materiály.

4.2. Tvorba modelu spojky – s tlumením vibrací

V předchozím oddílu byl vytvořen model spojky, který splňuje parametry pro regulaci momentu. Firma Voith ovšem uvádí, že jejich spojky dokáží navíc tlumit přenos nežádoucích vibrací.

Tlumení přenosu nežádoucích vibrací z kola na motor docílíme např. přidáním Kelvinova modelu na výstup spojky. Kelvinův model se skládá z paralelního zapojení pružiny a tlumiče. Výsledný výkonový graf je potom na obr. 4. 3.



OBR. 4. 3 SIMULINKOVÉ SCHÉMA SPOJKY S TLUMENÍM VIBRACÍ

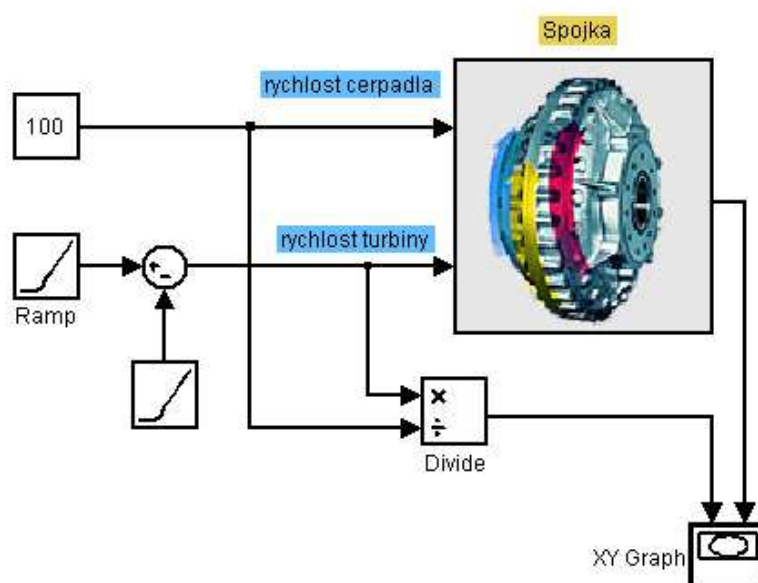
Hodnota tuhosti byla určena z [11], kde je tuhost u spojky, která přenáší 8krát menší výkon 3500 Nm/Rad. Hodnota tuhosti naší spojky je tedy 8krát větší a má hodnotu 28000 Nm/Rad. Hodnota tlumení byla zvolena experimentálně a její velikost je 10000 Nm·s/Rad. Při takto zvolených hodnotách tuhosti a tlumení spojka rozumně tlumí vibrace mezi její výstupní a vstupní částí, jak bude ukázáno v následující kapitole.

5 Simulace

V této kapitole bude na simulacích předvedeno chování vytvořených modelů v různých režimech chodu. V úvodu bude porovnána momentová charakteristika vytvořeného modelu spojky s charakteristikou na obr. 2. 6. Dále pak bude provedeno porovnání statických a dynamických parametrů modelů celého rypadla.

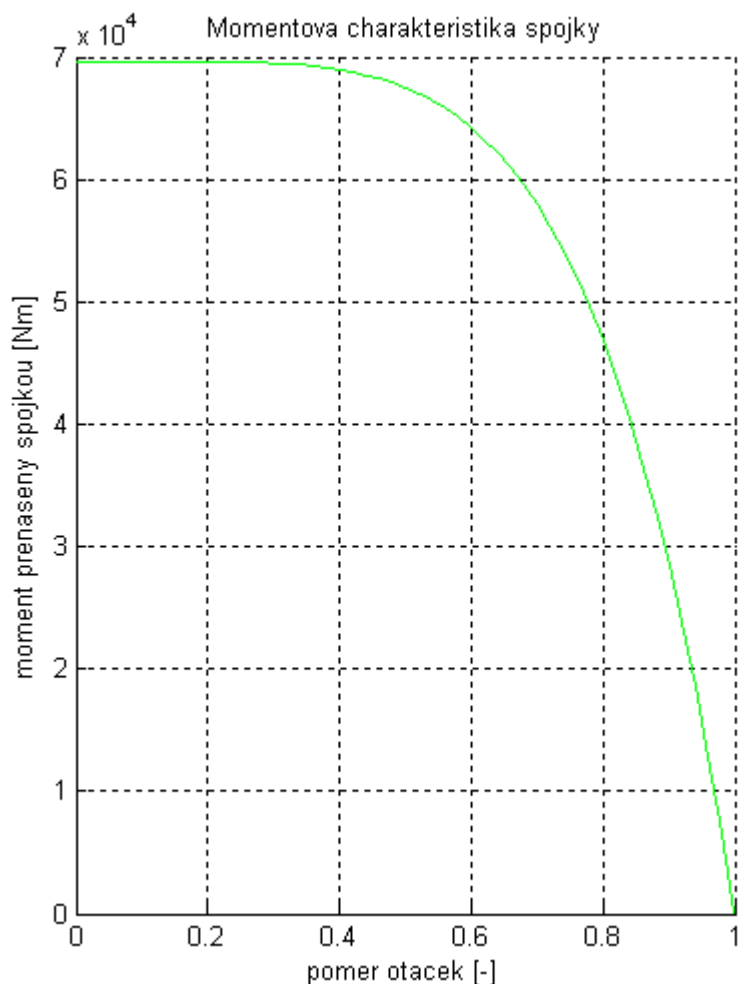
5.1. Momentová charakteristika spojky

K porovnání tvaru momentové charakteristiky byl zvolen pracovní bod, v němž je hodnota otáček čerpadla ω rovna 960 RPM. Pro měření momentové charakteristiky bylo použito zapojení, které je na obr. 5. 1.



OBR. 5. 1 SIMULINKOVÉ SCHÉMA PRO MĚŘENÍ MOMENTOVÉ CHARAKTERISTIKY SPOJKY

Na obr. 5. 2 je znázorněn výsledek simulace. Tvar charakteristiky se velmi podobá tvaru na obr. 2. 6. Jiné charakteristiky, týkající se běhu spojek, nebyly k dispozici a tak, vezmeme-li v úvahu tyto okolnosti, můžeme model při simulacích považovat za dobrou náhradu reálného systému.



OBR. 5. 2 MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA MODELU SPOJKY

5.2. Chování systémů na počátku těžby a při těžbě

Z pracovních režimů v jakých je rypadlo v provozu, jsou pro tuto práci nejdůležitější tyto dva:

- Počátek těžby (zajetí rypadlového kola do skrývky)
- Průběh těžby

Při vyhodnocování vlastností obou systémů pracujících v těchto dvou režimech budeme sledovat hodnoty v těchto bodech :

- Rychlost otáčení motoru
- Rychlost otáčení kola
- Rychlost otáčení čerpadla a turbíny spojky
- Zatěžovací moment (vzniklý třením a třením v ložiskách kola)

Dále nás bude zajímat účinnost obou systémů při zvyšujícím se zatížení, která bude počítána jako poměr výkonu na vstupní bráně kola a výkonu motoru.

Sledování zmíněných hodnot bude vždy v jednom grafu pro každý zmíněný bod, oba pracovní režimy a oba systémy. Pouze v případě sledování účinnosti v závislosti na zatížení bude nasimulován postupný nárůst zatěžovacího momentu a nebude tudíž odpovídat žádnému pracovnímu režimu.

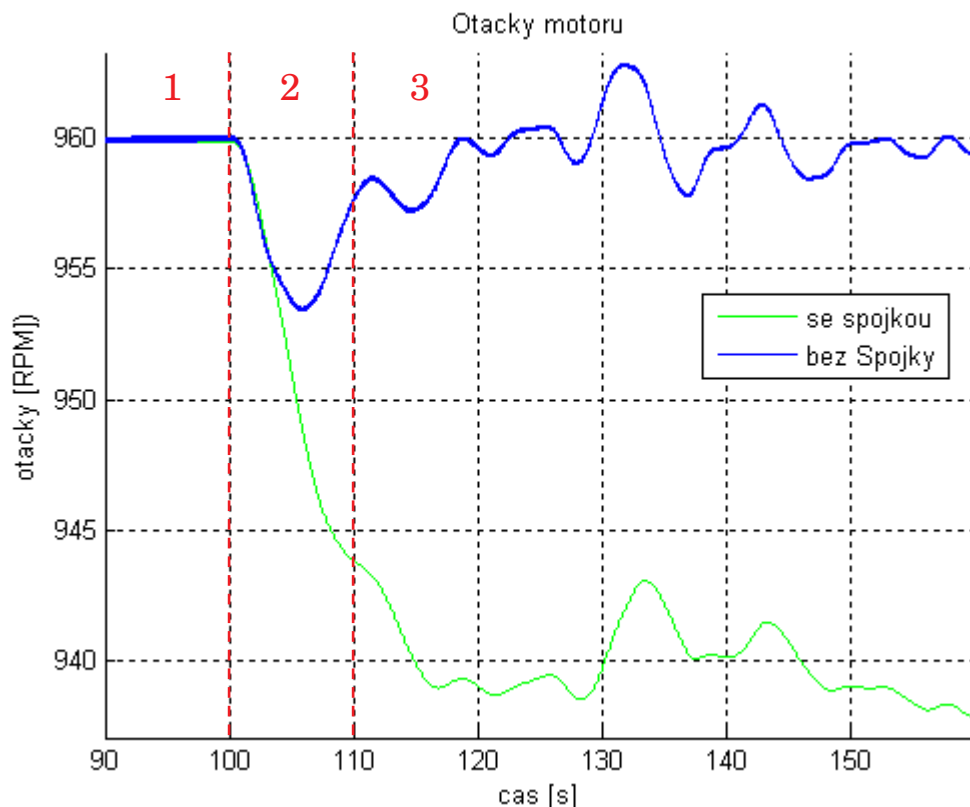
Oba režimy budou v grafu vždy odděleny červenou přerušovanou čarou.

Počátek těžby je nasimulován připojením zdroje zatěžovacího momentu, jehož výstup je filtrován, aby se zabránilo vzniku příliš prudkých skoků. Parametry zdroje zatěžovacího momentu jsou uvedeny v tab. 5. 1.

Střední hodnota momentu	Rozptyl
$1,5 \cdot 10^6 \text{ Nm}$	10%

TAB. 5. 1 PARAMETRY ZDROJE ZATĚŽOVACÍHO MOMENTU

Na konci kapitoly pak bude provedeno porovnání obou systémů z hlediska přenosu nežádoucích vibrací z kola na motor. K tomuto účelu bude použit model spojky s tlumením vibrací.



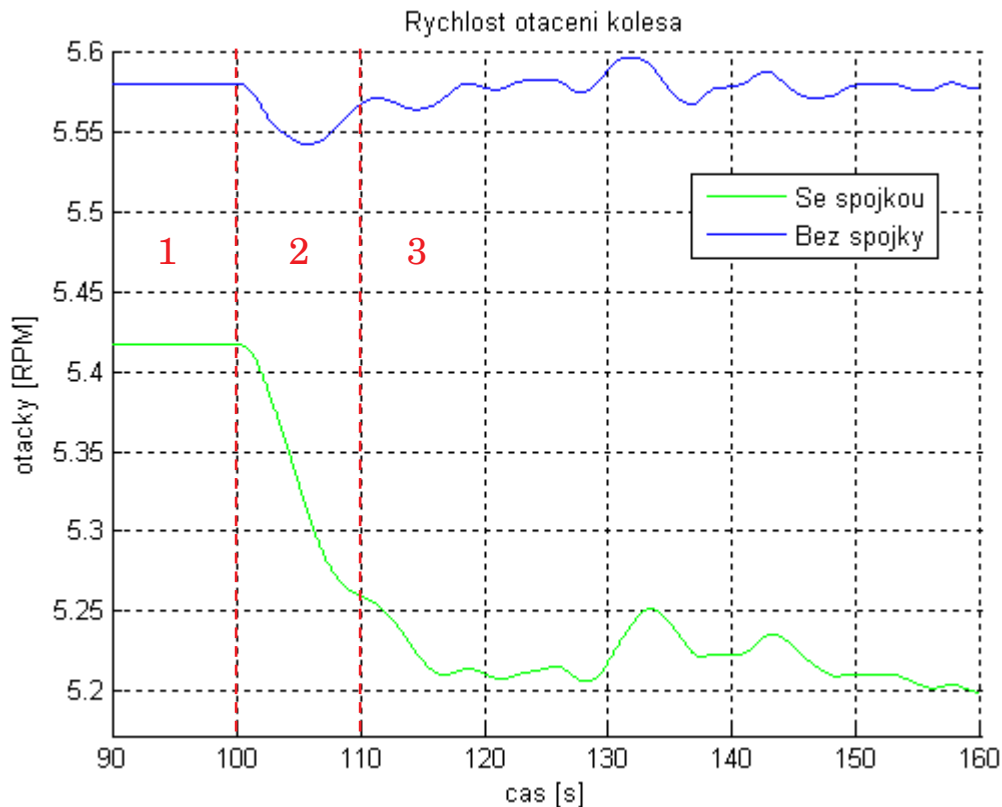
OBR. 5. 3 GRAF RYCHLOSTI MOTORŮ VE TŘECH REŽIMECH

Na obr. 5. 3 je graf rychlosti motorů ve třech režimech. Režim označený číslem 1 je režim naprázdno, tzn. kdy je koleso roztočené, ale netěží žádný materiál. Číslem 2 je označen režim, kdy koleso zajíždí do skrývky, tj. počátek těžby. Zde je názorně vidět, že u systému se spojkou čili bez elektronického řízení klesne hodnota otáček motoru. To je dáno jednoduše tím, že zde rychlost není regulována. Poslední režim pod číslem 3 je režim těžby, kdy koleso soustavně zajíždí dál do skrývky a těží materiál. V průběhu této části pracovního cyklu je patrné, že model se spojkou mírně tlumí vlivy nestejnomyerného zatížení kolesa, které se projevuje změnami rychlostí motorů.

Obr. 5. 4 nám ukazuje průběh rychlosti otáčení kolesa ve stejných režimech jako v minulém případě. Režimy budou takto očíslovány v celé této kapitole.

V pracovním režimu 3, tedy v režimu kdy koleso provádí těžbu, je vidět, že jsou výchylky rychlosti kolesa při změně

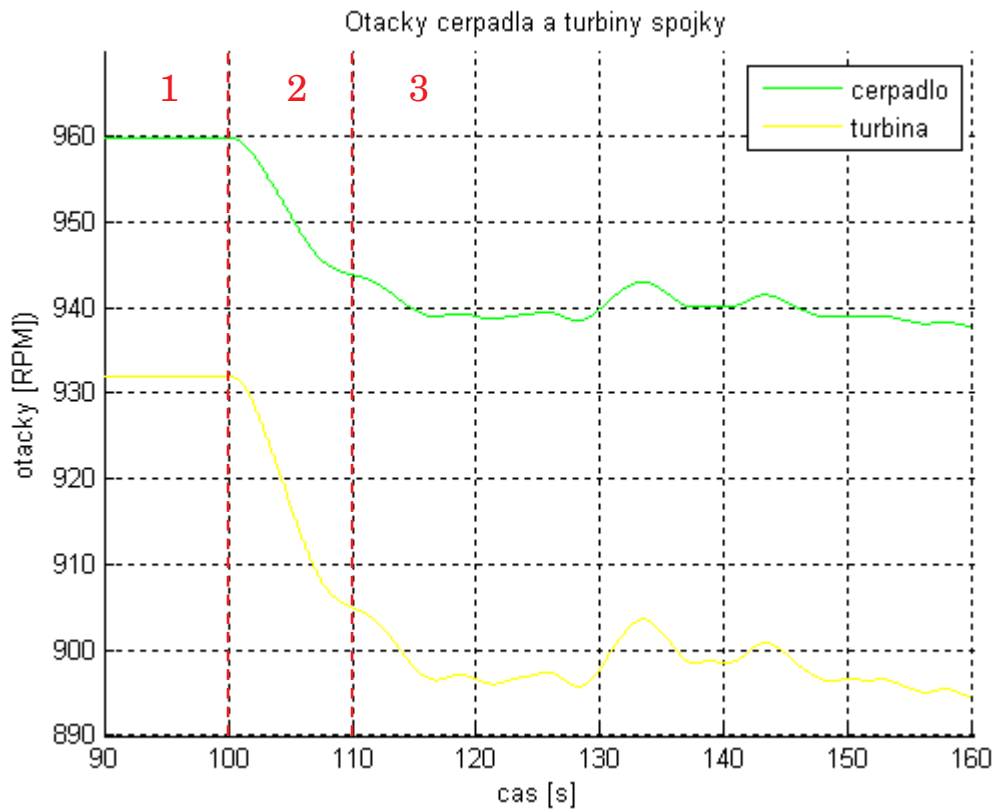
zatěžovacího momentu menší v případě systému bez spojky. To je dáno tím, že se regulátor otáček snaží udržet rychlost motoru a tím tedy i rychlost otáčení kola na požadované hodnotě. K tomu v případě systému se spojkou nedochází. Navíc kolo není pevně spojeno s hřídelí motoru, ale je spojeno pružně přes spojku, což znamená, že zpočátku klade spojka změně rychlosti menší odpor.



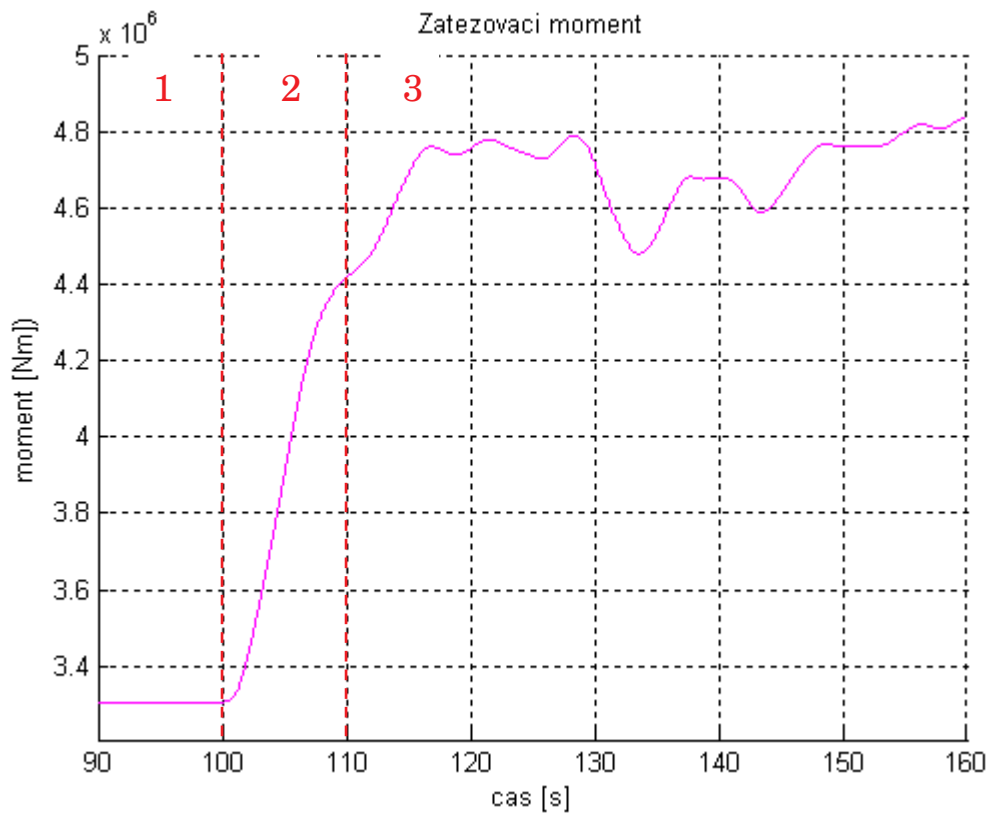
OBR. 5. 4 GRAF RYCHLOSTI KOLESA VE TŘECH REŽIMECH

Dále je z obr. 5. 4 patrné, že se rychlost kola u obou systémů liší už při chodu naprázdno. To je způsobeno skluzem spojky. Při zatížení je rozdíl ještě větší a to ze dvou důvodů. První byl již vysvětlen v předchozím případě u rychlosti otáček motorů a je jím to, že si motor v případě regulovaného systému drží svoje otáčky. Druhým důvodem je zvětšování skluzu spojky při vzrůstajícím zatížení, což vychází, jak již bylo řečeno v minulých kapitolách, z tvaru momentové charakteristiky. Změnu velikosti skluzu v různých pracovních režimech můžeme pozorovat na obr. 5. 5.

Na obr. 5. 6 je potom znázorněn průběh zatěžovacího momentu, který na kolo působí.

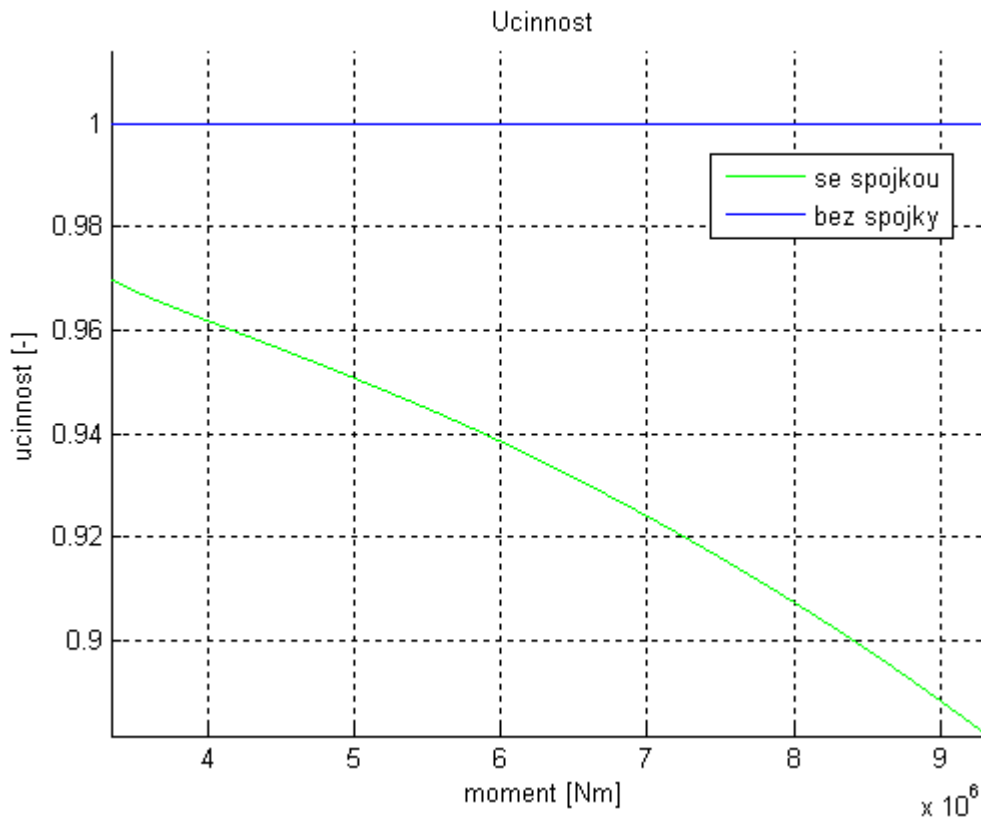


OBR. 5. 5 GRAF RYCHLOSTI ČERPADLA A TURBÍNY



OBR. 5. 6 GRAF PRŮBĚHU ZATĚŽOVACÍHO MOMENTU

Jako poslední je v této kapitole uvedena závislost účinnosti obr. 5. 7 přenosu výkonu mezi výstupní branou motoru a vstupní branou kola na velikosti zatížení.



OBR. 5. 7 ÚČINNOST PŘENOSU VÝKONU MEZI MOTOREM A KOLESEM

Velikost účinnosti má velký vliv na spotřebu rypadla. Udává nám také procentuální hodnotu ztrát, které ve spojce při provozu vznikají.

6 Spotřeba

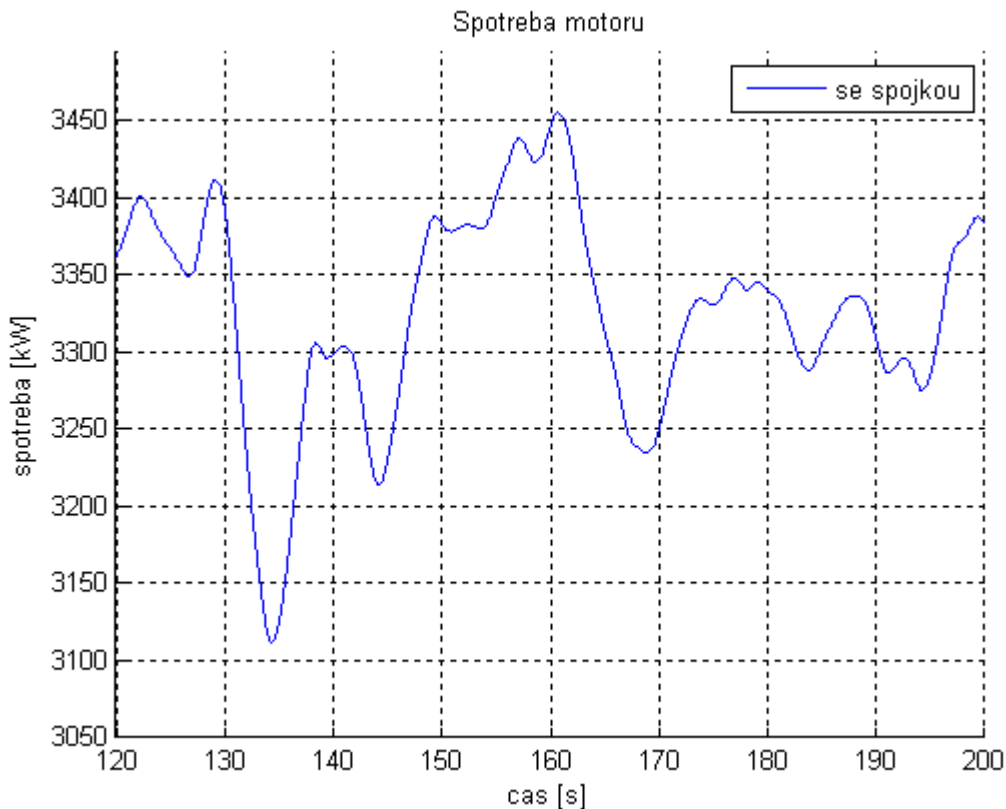
V předchozích kapitolách byly vytvořeny a ověřeny modely rypadla s oběma řídicími systémy. V této kapitole se budeme věnovat spotřebě energie každého z nich.

Spotřebu budeme vyhodnocovat pouze pro jeden pracovní režim a tím je těžba. Je to z toho důvodu, že rypadlo v tomto režimu setrvává nejdéle.

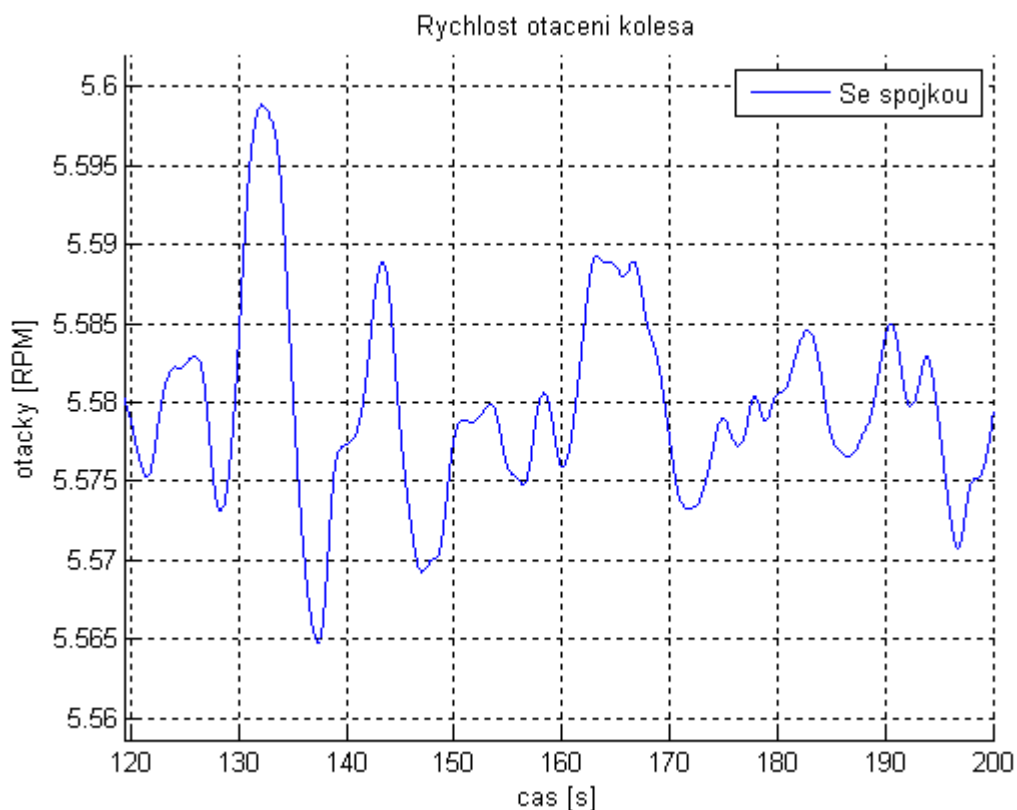
6.1. Analýza průměrné spotřeby v průběhu těžby

V této kapitole bude vypočtena průměrná spotřeba na 1000 tun vytěženého materiálu. K porovnání je vhodnější použít tento ukazatel, protože při zatížení klesnou na systému s mechanickým řízením otáčky a spotřeba energie je ve stejném časovém horizontu menší než v případě druhého systému s elektronickým řízením. U porovnání spotřeby na množství vytěženého materiálu tomu tak není a tento způsob má větší vypovídací hodnotu. Abychom mohli tuto analýzu provést, bude nejdříve potřeba získat průměrnou spotřebu P_s pro daný pracovní režim a průměrnou rychlost otáčení kola n_k . Tyto hodnoty získáme ze simulace, přičemž čas simulace bude 80 s. Dále budeme předpokládat, že hustota zeminy ρ_z je 2000 kg/m^3 a že se korečko naplní vždy na $\frac{3}{4}$ svého objemu, čili objem natěženého materiálu V_t připadající jednomu korečku je asi $0,53 \text{ m}^3$. Průměrné množství vytěženého materiálu je pak :

$$M_m = n_k \cdot 26 \cdot 0,53 \cdot 2000 \quad (20)$$



OBR. 6. 1 SPOTŘEBA ENERGIE V ZÁVISLOSTI NA ČASE



OBR. 6. 2 RYCHLOST OTÁČENÍ KOLESA V ZÁVISLOSTI NA ČASE

Průběhy simulací jsou znázorněny na obr. 6. 1 a 6. 2.

Z naměřených hodnot byla získána průměrná hodnota n_k a S_p . Z těchto hodnot můžeme dopočítat průměrnou spotřebu na 1000 tun vytěženého materiálu. V minulé kapitole byla změřena účinnost systému se spojkou a z její hodnoty lze dopočítat i spotřebu systému se spojkou. Velikost zatěžovacího momentu byla okolo $3 \cdot 10^6$ Nm a při této hodnotě zatížení je účinnost systému se spojkou 0,97. Hodnoty spotřeb na 1000 tun materiálu jsou uvedeny v tab. 6. 1.

System bez spojky (elektronické řízení)	1 123 kW
System se spojkou	1 157 kW

TAB. 6. 1 SPOTŘEBA OBOU SYSTÉMŮ NA 1000 TUN VYTĚŽENÉHO MATERIÁLU

6.2. Analýza časové náročnosti těžby

V minulém oddíle bylo ukázáno, že je spotřeba rypadla se spojkou o 3 % větší než v případě systému s elektronickým řízením. Další neméně podstatnou věcí, kterou bychom měli sledovat, je množství vytěženého materiálu za 1h. V tomto případě vychází opět lépe systém s elektronickým řízením. Časy byly spočítány z rychlostí otáčení rypadlového kola, jejichž průběhy jsou na obr. 5. 4. Časy jsou uvedeny v tab. 6. 2.

System bez spojky (elektronické řízení)	9 226 t
System se spojkou	8 629 t

TAB. 6. 2 Hmotnost materiálu, kterou rypadla vytěží za 1 hodinu

Z hodnot je zřejmé, že systém s elektronickým řízením vytěží zhruba o 7 % hmotnosti více.

Pokud se tedy na řídicí systémy díváme z hlediska efektivnosti při těžbě, tak vychází jako nejlepší řešení koncepce s elektronickým řízením.

7 Závěr

V této práci byly analyzovány, implementovány a na základě simulací vyhodnoceny obě koncepce řídicího systému kola velkorypadla.

V první kapitole byly uvedeny základní informace o tomto pozoruhodném stroji včetně informací o jeho výrobcí, společnosti Prodeco a. s.

V kapitole druhé byly analyzovány oba způsoby řízení a popsány prvky nainstalované na rypadle, které řízení zajišťují. V případě mechanického řízení je hlavním prvkem hydrodynamická spojka a v případě řízení elektronického byly popsány výkonové frekvenční měniče a jejich použití jako regulátorů. Dále byl v této kapitole stručně popsán pohonný prvek kola a tím je 3F asynchronní elektromotor.

V následujících dvou částech tj. v kapitole 3 a 4 byla provedena implementace modelu rypadla s oběma řídicími systémy. Ta byla provedena s použitím modelování výkonovými grafy, z kterých byla následně sestavena simulační schémata v programu Simulink. V případě sestavování elektronicky řízeného modelu bylo vycházeno z již vytvořeného modelu, jehož některé části, jako je např. motor nebo zdroj momentu, byly modifikovány. U modelování druhého systému spočívala největší úprava v implementaci modelu hydrodynamické spojky.

V kapitole 6 byly provedeny potřebné simulace na obou modelech, abychom mohli porovnat dynamické vlastnosti obou systémů. Nakonec nebyla provedena simulace, při které se zjišťuje schopnost systému s hydrodynamickou spojkou tlumit přenos vibrací z kola na motor, protože nebyly k dispozici žádné naměřené hodnoty, s kterými bychom mohli výsledky simulací porovnat. Rozdíly nejsou v dynamice obou systémů téměř žádné až na to, že systém se spojkou klade v počátku při prudkých změnách zatížení menší odpor. V důsledku toho dochází k plynulejšímu působení zátěže na motor. Dále pak u systému se spojkou klesá při rostoucím zatížení účinnost.

V poslední kapitole byly oba systémy analyzovány z hlediska spotřeby energie a časové náročnosti těžby. Při této analýze se ukázalo, že co se týká efektivnosti těžby, je lepší systém s elektronickým řízením, který má o 3 % menší spotřebu a těží o 8 % rychleji.

Literatura

- [1] PRODECO a. s., *oficiální internetové stránky výrobce*. Na adrese <http://www.prodeco.cz/cs/>.
- [2] SD a. s., *Hornické listy*. Chomutov , 10/2005
- [3] HOELLER, H., *Hydrodynamic couplings with constant filling*, Crailsheim, 2004
- [4] KOŽÍŠEK, V., *časopis Automa č. 9*, [online] dostupný na http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=33654.
- [5] GAJDŮŠEK, P., *Elektrorevue*, [online] dostupné na <http://www.elektrorevue.cz/clanky/05020/index.html>
- [6] JONÁŠ, P., *Analýza řídicího systému velkorypadla* *Bakalářská práce, ČVUT FEL, Praha 2007*
- [7] VOITH TURBO GmbH & Co. KG, *Turbo spojky Voith s konstantním plněním*, Crailsheim 2007
- [8] TICHÝ, M., *Elektronika*, Praha 1998
- [9] WHALES, J., *Wikipedia, The Free Encyclopedia*, dostupné na <http://en.wikipedia.org/wiki>
- [10] KAULICH, I., *Silnoproudá elektrotechnika – příklady*, Praha 2000
- [11] MENNE, A., *Calculating torsional vibrations in drives with hydrodynamic couplings*, Düsseldorf 2004
- [12] HORÁČEK, P., *Systémy a modely*, Praha 2000
- [13] MIKULČÁK, J., *Tabulky a vzorce*, Praha 2003

Software

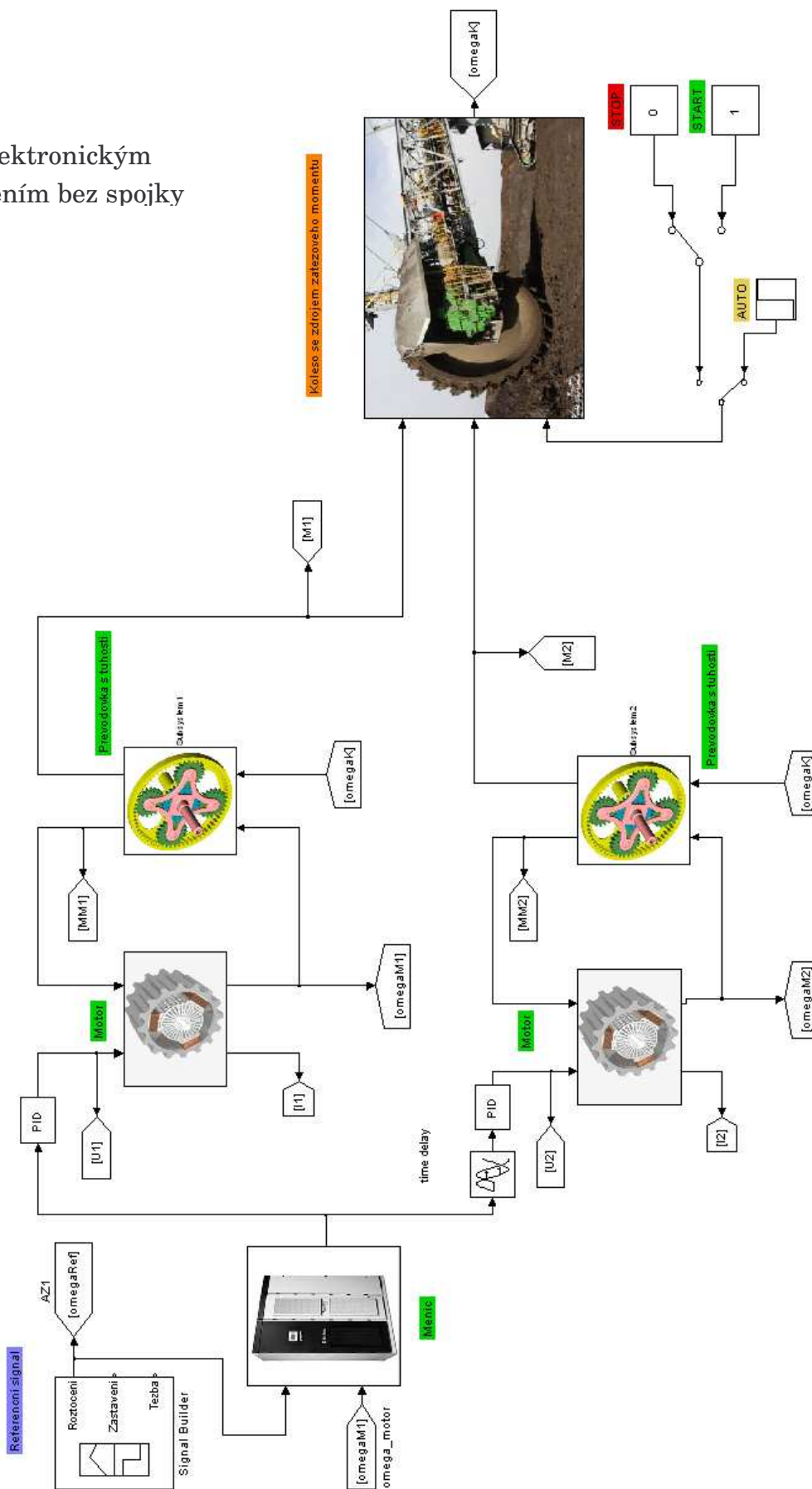
- [14] *Adobe Acrobat*, Ver. 7.0. Adobe systems, Inc., 2004
- [15] *MATLAB*, Ver. 7.3.0 (R2006b). The MathWorks, Inc., 2005
- [16] *Microsoft Office 2007*, Microsoft Corporation, 2003
- [17] *Simulink* [programový modul Matlabu]. Ver. 6.5., MathWorks, Inc. 2006

Příloha A – Obsah přiloženého CD

- Bakalářská práce ve formátu .pdf
- Modely kola s oběma systémy řízení ve formátu .mdl
- Modely dílčích částí celého systému ve formátu .mdl
- Skripty pro Matlab, pro výpočet potřebných parametrů simulačních modelů ve formátu .m
- Model pro měření provozní momentové charakteristiky spojky ve formátu .mdl

Příloha B – Simulační schémata

s elektronickým řízením bez spojky



s mechanickým řízením se spojkou

