

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

TECHNICKÁ FAKULTA



**Analýza faktorů ovlivňujících výkonnost Univerzálního
dokončovacího stroje UDS 214 a návrh opatření ke
zvýšení provozní výkonnosti**

Katedra zemědělských strojů

Disertační práce

Ing. Michal Jůza

2024

Prohlášení

Prohlašuji, že svou disertační práci "Analýza faktorů ovlivňujících výkonnost Univerzálního dokončovacího stroje UDS 214 a návrh opatření ke zvýšení provozní výkonnosti" jsem vypracoval samostatně pod vedením pana doc. Ing. Petra Heřmánka, Ph.D. a uvedl jsem veškerou použitou literaturu. Tištěná a elektronická verze práce se doslovně shodují. Dále prohlašuji, že pro vytvoření této disertační práce nebyly použity nástroje umělé inteligence.

JMÉNO A PŘÍJMENÍ: Ing. Michal Jůza

PODPIS: _____

DATUM: 7.2. 2024

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval mému školiteli doc. Ing. Petru Heřmánkovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a podnětné připomínky během celého zpracování disertační práce.

Zároveň bych také rád poděkoval své rodině a především mému otci Vladimíru Jůzovi st. a také mým bratrům Vladimíru Jůzovi ml. a Janu Jůzovi za veškerou pomoc při praktických měřeních hydraulických obvodů a při měřeních časů pracovních cyklů rypadla UDS 214 před a po inovaci hydraulického systému.

Dále bych velmi rád poděkoval spolupracující firmě Vladimír Jůza – Hydraulický servis, za poskytnuté zázemí při praktických měřeních hydraulických obvodů rypadla UDS 214 a také moc děkuji za to, že jsem mohl ve své disertační práci řešit právě tuto problematiku.

Závěrem bych ještě velmi rád poděkoval firmě Švado s.r.o. za poskytnutí rypadla UDS 214 s obsluhou a nákladního automobilu Tatra 815 TERRNo 1 6x6 s řidičem pro potřeby měření časů pracovních cyklů rypadla UDS 214 ve stavu před a po provedené inovaci hydraulického systému.

Abstrakt a klíčová slova

Analýza faktorů ovlivňujících výkonnost Univerzálního dokončovacího stroje UDS 214 a návrh opatření ke zvýšení provozní výkonnosti

Disertační práce se zabývá analýzou faktorů, které ovlivňují provozní výkonnost univerzálního dokončovacího stroje UDS 214 v závislosti na stavu a použitých prvcích v hydraulické soustavě pro ovládání pracovních mechanismů. Vlastní práce je rozdělena na dvě části. Na část rešeršní a část experimentální. Rešeršní část práce zahrnuje rozdělení rypadel a jejich konstrukci. Dále je zde uveden popis teoretické, provozní i skutečné výkonnosti u lopatových rypadel. Velmi důležitou kapitolou této části je popis faktorů ovlivňujících výkonnost rypadel. Další kapitola je věnována popisu hydraulických obvodů včetně jejich energetické bilance. V této kapitole jsou uvedeny výpočtové vztahy, které souvisejí s energetickými ztrátami. Tyto výpočtové vztahy jsou poté dále využity v experimentální části práce. Další kapitola je věnována přehledu vědeckých článků z oblasti výkonnosti lopatových rypadel a účinnosti jejich hydraulických obvodů. V experimentální části práce je podrobně popsán hydraulický systém teleskopického rypadla UDS 214 pro ovládání pracovních pohybů stroje. Dále je zde uvedena metodika měření času pracovního cyklu rypadla UDS 214 a také metodika měření a vyhodnocení energetických ztrát v hydraulických obvodech daného rypadla. U konkrétního rypadla UDS 214 byly naměřeny časy pracovního cyklu dle uvedené metodiky měření. Dále byly podle metodiky měření hydraulických obvodů rypadla UDS 214 naměřeny parametry jeho hydraulické soustavy. Podle uvedených výpočtových vztahů v rešeršní části práce, byly stanoveny energetické ztráty v jednotlivých hydraulických obvodech rypadla UDS 214. Na základě naměřených hodnot a faktorů ovlivňujících výkonnost rypadla, které jsou uvedeny v rešeršní části práce, byla navržena inovace hydraulické soustavy rypadla v podobě osamostatnění hydraulického obvodu otoče nástavby. Inovace hydraulického obvodu otoče nástavby spočívala v přidání nového čerpadla Bosch Rexroth A10VO45 a nového rozvaděče Bosch Rexroth 1MO-16. Z výsledného porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů rypadla UDS 214 před a po inovaci hydraulického systému a z výsledného porovnání průměrného času cyklu, teoretické i provozní výkonnosti pro stav před a po inovaci jasně vyplývá výhodnost navržené a prakticky provedené inovace. V závěru práce je diskutována výzkumná hypotéza, která byla dle získaných výsledků potvrzena.

Klíčová slova: výkonnost, rypadlo, hydraulický systém, průtok, tlak, účinnost

The Study of Factors Affecting the Efficiency of the Universal Finishing Machine UDS 214 and the Suggestion of Objectives for Increasing its Operating Performance

The dissertation deals with the analysis of the factors that influence the operational performance of the universal finishing machine UDS 214 depending on the condition and the elements used in the hydraulic system for controlling the working mechanisms. The dissertation itself is divided into two parts. The research part and the experimental part. The research part includes the distribution of excavators and their design. Furthermore, a description of the theoretical, operational and actual performance of shovel excavators is given. A very important chapter of this part is the description of the factors affecting the performance of excavators. The next chapter is focused on the description of hydraulic circuits including their energy balance. In this chapter, the calculation relationships related to energy losses are presented. These calculation relations are then used in the experimental part of the thesis. The next chapter is devoted to a review of scientific articles in the field of shovel excavator performance and the efficiency of their hydraulic circuits. In the experimental part of the thesis, the hydraulic system of the UDS 214 telescopic excavator for controlling the working movements of the machine is described in detail. Furthermore, the methodology for measuring the working cycle time of the UDS 214 excavator is presented, as well as the methodology for testing and evaluating energy losses in the hydraulic circuits of the excavator. For a particular UDS 214 excavator, the duty cycle times were measured according to the measurement methodology. In addition, the parameters of the hydraulic system of the UDS 214 were tested according to the testing methodology of the hydraulic circuits of the excavator. According to the given calculation relations in the research part of the dissertation, the energy losses in individual hydraulic circuits of the UDS 214 excavator were determined. On the basis of the measured values and the factors affecting the excavator performance, which are presented in the research part of the thesis, an innovation of the excavator hydraulic system was proposed in the form of independent hydraulic circuit for the superstructure swivel. The innovation of the swivel hydraulic circuit is consisted in the adding a new Bosch Rexroth A10VO45 pump and a new Bosch Rexroth 1MO-16 distributor. The resulting comparison of the loss performance and the calculated efficiency of the hydraulic circuits of the UDS 214 excavator before and after the innovation of the hydraulic system and the resulting comparison of the average cycle time, theoretical and operational performance for the state before and after the innovation clearly show the advantage of the proposed and practically implemented innovation. The research hypothesis

is discussed in the final passage of the dissertation and according to the obtained results, it has been confirmed.

Key words: performance, excavator, hydraulic system, flow rate, pressure, efficiency

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Přehled o současném stavu poznání.....	3
2.1	Rozdělení rypadel.....	3
2.1.1	Rozdělení rypadel podle přenosu sil a účelu použití	3
2.1.2	Rozdělení rypadel podle účelu použití.....	4
2.1.3	Rozdělení rypadel podle typu pracovního zařízení.....	4
2.1.4	Rozdělení rypadel podle typu podvozku	5
2.2	Konstrukce rypadel	7
2.3	Výkonnost lopatových rypadel	8
2.3.1	Teoretická výkonnost.....	8
2.3.2	Provozní výkonnost	9
2.3.3	Skutečná výkonnost	11
2.4	Faktory ovlivňující výkonnost lopatových rypadel.....	12
2.5	Hydraulický obvod.....	15
2.5.1	Popis částí hydraulického obvodu	15
2.5.2	Energetická bilance hydraulického obvodu.....	16
2.5.3	Teorie výpočtů v hydraulických obvodech.....	20
2.6	Výzkum v oblasti výkonnosti a účinnosti hydraulického systému u rypadel	28
3	Cíl disertační práce a vědecká hypotéza	33
3.1	Cíl disertační práce.....	33
3.2	Vědecká hypotéza	33
4	Materiály a metody	34
4.1	Popis teleskopického rypadla UDS 214.....	34
4.2	Hydraulický systém teleskopického rypadla UDS 214.....	37
4.2.1	Hydraulický obvod ovládání výsuvu vnitřního teleskopického ramene.....	37
4.2.2	Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku.....	38
4.2.3	Hydraulický obvod ovládání otáčení nástroje	39
4.2.4	Hydraulický obvod ovládání otevírání a zavírání nástroje	41
4.2.5	Hydraulický obvod ovládání otáčení nastavby rypadla UDS 214.....	42
4.3	Metodika měření času cyklu rypadla UDS 214	43
4.3.1	Měření času cyklu rypadla po inovaci hydraulického systému	45
4.4	Metodika stanovení energetických ztrát v hydraulických obvodech rypadla UDS 214	46
4.4.1	Měření hydraulického obvodu mezi čerpadlem a rozvaděčem	48
4.4.2	Měření hydraulického obvodu mezi rozvaděčem a spotřebičem.....	49

5	Výsledky	50
5.1	Naměřené hodnoty a stanovení výkonnosti rypadla před inovací hydraulického systému	50
5.2	Naměřené hodnoty a stanovení energetických ztrát hydraulických obvodů rypadla před inovací hydraulického systému.....	53
5.3	Vyhodnocení provedených měření na rypadle UDS 214 ve stavu před inovací hydraulického systému	60
5.4	Navržená a prakticky provedená inovace hydraulického obvodu ovládání otoče nástavby rypadla UDS 214	61
5.5	Naměřené hodnoty a stanovení výkonnosti rypadla po inovaci hydraulického systému	69
5.6	Statistické vyhodnocení naměřených hodnot časů cyklu rypadla UDS 214 před a po inovaci hydraulického systému.....	72
5.7	Naměřené hodnoty a stanovení energetických ztrát po inovaci hydraulického systému	75
6	Diskuse.....	85
7	Přínos a další směr vývoje	90
8	Závěr	92
9	Seznam použitých zdrojů.....	94
	PŘÍLOHA	98

Seznam obrázků

- Obrázek 1 - Pásové rypadlo s hloubkovou lopatou
- Obrázek 2 - Pracovní zařízení rypadla
- Obrázek 3 - Blokové schéma funkce hydraulického obvodu
- Obrázek 4 - Teleskopické rypadlo UDS 214 na automobilním podvozku Tatra 815
- Obrázek 5 - Axiální pístové dvoučerpadlo Bosch Rexroth A8VO107 teleskopického rypadla UDS 214 – před provedenou inovací hydraulického systému
- Obrázek 6 - Detail zapojení monoblokového hydraulického rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 na rypadle UDS 214
- Obrázek 7 - Schéma hydraulického obvodu ovládání výsuvu vnitřního teleskopického ramene rypadla UDS 214
- Obrázek 8 - Schéma hydraulického obvodu zdvihu teleskopického výložníku rypadla UDS 214
- Obrázek 9 - Schéma hydraulického obvodu ovládání otáčení nástroje rypadla UDS 214

- Obrázek 10 - Schéma hydraulického obvodu ovládní otevírání a zavírání nástroje rypadla UDS 214
- Obrázek 11 - Schéma hydraulického obvodu ovládní otáčení nástavby rypadla UDS 214
- Obrázek 12 - Činnost rýpání a nabírání horniny během měření časů pracovních cyklů – ve stavu před provedenou inovací hydraulického systému rypadla UDS 214
- Obrázek 13 - Zapojení analogového měřidla OTC H50 a digitálního měřidla Hydrotechnik MultiSystem 5060 do měřeného hydraulického obvodu
- Obrázek 14 - Detail zapojení analogového měřidla OTC H50 a digitálního měřidla Hydrotechnik MultiSystem 5060 při prováděném měření
- Obrázek 15 - Graficky zpracovaná závislost průtoku (zeleně) a tlaku (červeně) hydraulického oleje v závislosti na čase v hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla softwarem Hydrotechnik (měřeno na axiálním pístovém čerpadle Bosch Rexroth A8VO107)
- Obrázek 16 - Procentuální podíl jednotlivých činností z průměrného času pracovního cyklu rypadla UDS 214 – ve stavu před inovací hydraulického systému
- Obrázek 17 - Boční pohled na agregát teleskopického rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému
- Obrázek 18 - Zadní pohled na agregát teleskopického rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému
- Obrázek 19 - Hydraulické rozvaděče teleskopického rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému
- Obrázek 20 - Horní pohled na hydraulické rozvaděče teleskopického rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému
- Obrázek 21 - Hydraulické schéma navržené a prakticky provedené inovace hydraulického obvodu ovládní otoče nástavby rypadla UDS 214
- Obrázek 22 - Procentuální podíl jednotlivých činností z průměrného času pracovního cyklu rypadla UDS 214 – ve stavu po inovaci hydraulického systému
- Obrázek 23 - Zapojení analogového měřidla OTC H50 a digitálního měřidla Hydrotechnik MultiSystem 5060 do měřeného hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla
- Obrázek 24 - Graficky zpracovaná závislost průtoku (zeleně) a tlaku (červeně) hydraulického oleje v závislosti na čase v inovovaném hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla softwarem Hydrotechnik (měřeno na axiálním pístovém čerpadle Bosch Rexroth A10VO45)

Obrázek 25 - Porovnání průměrných časů činností a celkových průměrných časů cyklu před a po inovaci hydraulického systému

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Koeficienty plnění lopaty k_p podle třídy rozpojitelnosti hornin

Tabulka 2 - Koeficienty kvalifikace obsluhy k_o

Tabulka 3 - Koeficienty úhlu otáčení k_u

Tabulka 4 - Koeficienty opotřebení lopaty rypadla k_n

Tabulka 5 - Koeficient poměru objemu lopaty a objemu korby odvozního prostředku k_l

Tabulka 6 - Technické informace konkrétního rypadla UDS 214 na kterém probíhalo měření

Tabulka 7 - Naměřené časy pracovního cyklu rypadla UDS 214 při jednotlivých opakování – ve stavu před inovací hydraulického systému

Tabulka 8 - Zadané a změřené hodnoty pro výpočet výkonnosti rypadla UDS 214

Tabulka 9 - Vybrané koeficienty z tabulek 1–5 pro výpočet provozní výkonnosti

Tabulka 10 - Naměřené hodnoty v hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 – měřeno na axiálním pístovém čerpadle Bosch Rexroth A8VO107

Tabulka 11 - Tlakové ztráty v přímém vedení před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 pro hydraulické hadice

Tabulka 12 - Tlakové ztráty v přímém vedení před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 pro hydraulická potrubí

Tabulka 13 - Tabulkové hodnoty použitého hydraulického oleje ISO VG 46

Tabulka 14 - Součinitele místních odporů v hydraulickém obvodu

Tabulka 15 - Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 1

Tabulka 16 - Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 2

Tabulka 17 - Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 3

Tabulka 18 - Výrobce udávané hodnoty axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107

Tabulka 19 - Stanovení celkové výkonové ztráty hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214

- Tabulka 20 - Porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů
- Tabulka 21 - Naměřené časy pracovního cyklu rypadla UDS 214 při jednotlivých opakování
– ve stavu po inovaci hydraulického systému
- Tabulka 22 - Zadané a změřené hodnoty pro výpočet výkonnosti rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému
- Tabulka 23 - Vybrané koeficienty z tabulek 1–5 pro výpočet provozní výkonnosti rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému
- Tabulka 24 - Shapiro-Wilkův test normálního rozdělení dat
- Tabulka 25 - Wilcoxonův neparametrický test
- Tabulka 26 - Párový t-test
- Tabulka 27 - Naměřené hodnoty v hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214
– měřeno na axiálním pístovém čerpadle Bosch Rexroth A10VO45
po provedené inovaci
- Tabulka 28 - Tlakové ztráty v přímém vedení po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 pro hydraulické hadice
- Tabulka 29 - Tlakové ztráty v přímém vedení po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 pro hydraulická potrubí
- Tabulka 30 - Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 1
- Tabulka 31 - Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 2
- Tabulka 32 - Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 3
- Tabulka 33 - Výrobce udávané hodnoty axiálního pístového čerpadla Bosch Rexroth A10VO45
- Tabulka 34 - Stanovení celkové výkonové ztráty hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 ve stavu po provedené inovaci hydraulického systému
- Tabulka 35 - Porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů rypadla UDS 214 po provedené inovaci hydraulického systému
- Tabulka 36 - Výsledné porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů rypadla UDS 214 ve stavu před a po provedené inovaci hydraulického systému

Tabulka 37 - Výsledné porovnání průměrného času cyklu a teoretické i provozní výkonnosti rypadla UDS 214 ve stavu před a po inovaci hydraulického systému

Seznam použitých zkratk

UDS – Univerzální dokončovací stroj

UNEX – Uničovské strojírny

ČSN – Česká technická norma

OTC – Owatonna tool company

CVT – Continuously variable transmission

CSM – Cestné a stavebné mechanizmy

PTO – Power take-off

MATLAB – Matrix laboratory

1 Úvod

Již od pradávna přemísťoval člověk zeminu a také skály, ale až s vynálezem parního stroje a jeho dalšími inovacemi a zdokonalováním byla od poloviny 19. století možnost konstruovat stroje s takovými vlastnostmi a schopnostmi, které umožnily prostřednictvím silového účinku páry vykonávat tyto činnosti a práce mnohem efektivněji, účelněji a také hospodárněji.

V roce 1835 sestrojil Američan Wiliam Otis první použitelné lanové rypadlo s parním pohonem. Vývoj toho lanového rypadla s parním pohonem byl dán požadavkem na ekonomický, hromadně vyráběný hloubící stroj, který by podpořil éru výstavby železnic. (Schexnayder & Knutson, 2005) V té době se takovéto stroje pohybovaly po zemi na krátkých úsecích kolejnic, které se musely s pokračujícími pracemi vždy nově překládat. V roce 1904 sestrojil konstruktér Benjamin Holt pásový pohon a jeho komerční vývoj umožnil v následujících letech další posun ve vývoji a inovacích. Benjamin Holt pojmenoval svůj první pásový traktor Caterpillar (anglický překlad je housenka) a tento název se stal až do dnešních dnů světově proslulou značkou, která vyrábí stavební stroje. Ve dvacátých letech 20. století výrobci rypadel postupně upustili od používání parního pohonu a začali využívat naftové nebo benzinové spalovací motory (Foreman-Peck, 2019). V roce 1907 byl do sériové produkce dokonce zaveden i elektromotor, který byl poté s úspěchem používán především u velkých rypadel pro kamenolomy.

Ve třicátých letech 20. století došlo k zavedení konceptu univerzálních rypadel, která byla poháněná naftovým motorem nebo elektrickým pohonem a byla využívána ve všech oblastech těžebního průmyslu a také ve stavebnictví.

Po druhé světové válce byla enormní poptávka po stavebních strojích a tak zažil tento segment ohromný nárůst zakázek. Přestože výrobní závody a výrobci samy se musely vypořádat s následky války, bylo nutné, aby bez zbytečného otálení začaly plnit rychle stoupající poptávku po rypadlech.

V padesátých letech 20. století započal postupný odklon od koncepce mechanicky ovládaných rypadel, která byla ovládána navijákem a lany a byl vytvořen koncept nový. Právě v této době se zrodil koncept hydraulicky ovládaného rypadla, který záhy dosáhl zralosti pro sériovou výrobu. U těchto rypadel byl dramaticky zredukován počet pohyblivých součástí ve srovnání s rypadly lanovými a byl u nich snížen nárok na jejich údržbu a opravy. Za pomoci hydraulického ovládaní bylo možné zavést pracovní lopatu

rypadla násobně vyšší silou do těžené zeminy, než tomu bylo v případě lanových rypadel. Hydraulická soustava stroje se tak stala nedílnou součástí konstrukce hydraulických lopatových rypadel se svými klady i zápory, nároky na údržbu, pracovní kapalinu a další faktory včetně vlivu na výkonnost celého pracovního stroje.

Hydraulická soustava současných lopatových rypadel je složená z několika hydraulických obvodů. Tyto obvody zajišťují:

- ovládání pracovních mechanismů,
- pohon pracovních mechanismů,
- řízení směru jízdy,
- pohon pojezdových mechanismů.

Na stroji mohou být obvody pro všechny výše uvedené činnosti nebo jenom pro některé. První tři obvody využívají otevřený hydraulický obvod, kdy se veškerá kapalina po vykonání činnosti v hydromotoru (přímočarém nebo rotačním) vrací zpět do nádrže. Pouze obvod pro pohon pojezdových mechanismů je uzavřeným obvodem, kdy kapalina proudí mezi čerpadlem a hydromotorem. Potom je nutné, aby takový uzavřený hydraulický obvod byl doplněn pomocným otevřeným obvodem a dalšími prvky, které se používají pro odpouštění, doplňování, čištění a chlazení kapaliny. Samozřejmě že výše uvedené platí pro hydrostatické obvody, které využívají vyšší tlak (max. 50 MPa) a nižší průtok. Pouze posledně uvedený pohon pojezdových mechanismů může být i ve formě hydrodynamického obvodu, který umožňuje pouze rotační výstupní pohyb a využívá nízký tlak (max. 1 MPa) a vyšší průtok. Je však nutné uvést, že pro některé z výše uvedených hydraulických obvodů je možné na moderních rypadlech nalézt záměnu za plně elektrický nebo hybridní pohon, či ovládání.

V současné napjaté ekonomické situaci je zlepšování produktivity výkopových prací a následně i pozemních staveb zásadní otázkou. Současně s tím je také zvýšená poptávka po stavebních strojích a zejména po hydraulických rypadlech, která reflektuje rostoucí obavy o životní prostředí, úsporu energie a z toho plynoucí úsporu finančních nákladů na palivo. A právě z těchto důvodů nachází hydraulické rypadlo široké pole pro své uplatnění. V celosvětovém měřítku jsou hydraulických rypadel miliony a tvoří nezanedbatelnou část strojových parků většiny stavebních firem. U uživatelů jsou hydraulická rypadla velmi oblíbená pro svou výkonnost, univerzálnost, udržovatelnost, snadnou ovladatelnost a také pro možnost použití velkého množství přídavných zařízení, které se díky nim nechají na stavbách použít.

2 Přehled o současném stavu poznání

Lopatová rypadla jsou specializované stroje, které se používají při zemních pracích s cyklickým charakterem. Při těchto pracích dochází k opakování stále stejných pracovních úkonů v jednom cyklu. U lopatových rypadel postupují pracovní fáze podobně nebo i totožně, ale rozdíly jsou spíše v délce jejich cyklu. Rozdíly v časové náročnosti pracovního cyklu jsou závislé na typu přemísťovaného materiálu nebo na vlastnostech těžných hornin (Yeom et al., 2023).

Rypadla se používají nejenom k rozrušení a k následnému naložení zemin, ale je s nimi možné provádět mnoho dalších úkonů. Po připojení různých přídatných zařízení je možné s rypadly provádět také tyto práce:

- hloubení výkopů a struh,
- rozrývání,
- srovnávání svahů,
- zvedání různých břemen,
- manipulaci s rozličným materiálem,
- demoliční práce kde je zapotřebí využití hydraulických nůžek nebo kladiv.

(Jeřábek et al., 1996)

2.1 Rozdělení rypadel

2.1.1 Rozdělení rypadel podle přenosu sil a účelu použití

Vzhledem k různým požadavkům na lopatová rypadla je při práci s nimi možné použít co do počtu velké množství pracovních nástrojů. Podle toho se dělí lopatová rypadla do třech základních skupin:

- mechanická lopatová rypadla,
- hydraulická lopatová rypadla,
- rypadla s vlečným korečkem – Dragline (Celjak, 2009).

2.1.2 Rozdělení rypadel podle účelu použití

Dále je možné lopatová rypadla rozdělit na jednoúčelová a víceúčelová. Na jednoúčelovém lopatovém rypadle je stabilně namontováno jedno pracovní zařízení, které slouží pouze pro výkon jednoho druhu práce. Víceúčelová lopatová rypadla se používají pro práci s více druhy pracovních zařízení, takže tyto stroje mohou vykonávat více druhů práce (Jung et al., 2022).

2.1.3 Rozdělení rypadel podle typu pracovního zařízení

Dle tohoto rozdělení jsou rypadla s hloubkovým pracovním lopatovým zařízením, s nakládacím lopatovým zařízením a také rypadla s dalšími druhy pracovního adaptéru (Trinh et al., 2022). Rypadla s hloubkovým pracovním lopatovým zařízením se v praxi označují, jako rypadla s hloubkovou lopatou viz obrázek č. 1. Toto rypadlo je uzpůsobeno zejména pro práce pod jejich opěrnou rovinou. Jedná se o termín, který označuje rovinu, na které rypadlo stojí. Tímto ovšem nejsou vyloučeny ani práce, které rypadlo provádí do určité úrovně nad opěrnou rovinou. Nejběžnějším pracovním nástrojem těchto rypadel je lopata, která se při těžebních pracích plní pohybem k rypadlu a zpravidla také směrem dolů (Celjak, 2009). Rypadla s nakládacím lopatovým zařízením se v praxi označují jako rypadla s výškovou lopatou. Toto rypadlo je konstruované zejména pro prováděné práce nad opěrnou rovinou. Tímto ovšem nelze vyloučit ani práce, které jsou do určité úrovně pod opěrnou rovinou. Pracovním nástrojem těchto rypadel je lopata, která se při těžbě plní směrem od rypadla nahoru (Jeřábek et al., 1996). Do kategorie rypadel podle druhu použitého pracovního adaptéru patří například rypadla s drapákem, s vlečným korečkovým zařízením, s jeřábovým zařízením, s magnetem, s vrtací soupravou, s frézovacím zařízením, s hutnicím zařízením atd. (Yeom et al., 2023).

Obrázek 1 Pásové rypadlo s hloubkovou lopatou



Zdroj: (Jung et al., 2022)

2.1.4 Rozdělení rypadel podle typu podvozku

Rypadla se během svého pracovního nasazení pohybují nejčastěji v terénu, kde musí překonávat různé překážky nebo stoupání. Použitý podvozek musí rypadlům poskytnout potřebnou stabilitu. Podle účelu použití se na rypadlech vyskytují tyto druhy podvozků:

- pásové,
- kolové,
- automobilové,
- kráčivé,
- dvoucestné (Celjak, 2009).

2.1.4.1 Pásové podvozky

Konstrukce pásového podvozku rypadel je řešena ocelovým rámem, hnacími řetězovými a napínacími vodícími koly, pojezdovými a nosnými kladkami a také dvěma řetězy, do kterých jsou pomocí šroubů přišroubovány desky pásů o požadované délce dle účelu použití rypadla a také dle jeho hmotnosti. Pásový podvozek rypadla má dva pojezdové pásy. Pohyb stroje je zajištěn přenosem síly z hnacího řetězového kola na články řetězu. Strojník obsluhuje pojezd pásového podvozku hydraulického rypadla pomocí dvou pedálů s pákami a změnu směru jízdy podvozku provádí pomocí zpomalení nebo úplného zastavení jednoho pásu. Pásové podvozky se obecně vyznačují nižšími tlaky na stykové ploše pásu a podložky než je tomu v případě kolových podvozků. Přenáší také velké hnací a brzdící síly díky jejich velkému záběrovému účinku (Jeřábek et al., 1996).

2.1.4.2 Kolové podvozky

Kolový podvozek rypadel se skládá z ocelového rámu, náprav, radlice a někdy též z přídatných stabilizačních podpěr. Pohyb podvozku zajišťuje hydromotor, do kterého proudí tlakový hydraulický olej z hydraulického čerpadla otočného svršku. Tento pojezdový hydromotor otáčí převodovkou podvozku a ta přes kardanův hřídel přenáší krouticí moment na poháněnou nápravu. Pokud je rypadlo vybaveno podvozkem, u kterého je možné řídit obě dvě nápravy, tak toto rypadlo může zmenšit poloměr otáčení tím, že natočí kola u každé nápravy na jinou stranu nebo může pojíždět takzvaným krabím chodem a v tom případě dojde k natočení kol na obou nápravách na stejnou stranu (Jeřábek et al., 2001).

2.1.4.3 Automobilové podvozky

U tohoto typu rypadel je podvozkem speciálně upravený nákladní automobil. Tyto rypadla mohou být buď s teleskopickým výložníkem jako je to v případě univerzálního dokončovacího stroje nebo může být toto rypadlo klasické koncepce (zlamovací výložník). Zástupcem těchto automobilních rypadel bylo například rypadlo UNEX Sennebogen. Používané podvozky nákladních automobilů jsou rámové nebo bezrámové konstrukce. Pohyb rypadla zajišťuje automobilový podvozek. Tyto rypadla mohou být také vybavena mikropojedem, díky kterému může strojník popojíždět a řídit podvozek nákladního automobilu z kabiny obsluhy rypadla (Celjak, 2009).

2.1.4.4 Kráčivé podvozky

Konstrukční části podvozku kráčivého rypadla jsou rám a čtyři opěrné nohy. Každé z těchto opěrných chodidel je samostatně ovladatelné. Tento typ podvozků je konstruován buď se dvěma chodidly s hnacími koly a dvěma chodidly s opěrnými talíři a pojezdovými koly nebo se čtyřmi chodidly s hnacími koly. Toto rypadlo může díky konstrukci svého podvozku vykonávat práci ve strmém a nesjízdném terénu nebo také v rozumně hlubokém vodním toku. Rypadlo se po zpevněném povrchu pohybuje pomocí hnacích a pojezdových kol. Kdežto v terénu se pohybuje pomocí přitahování a postrku pracovního zařízení. Zatáčení u tohoto typu rypadla je řešeno za pomoci natáčení chodidel s pojezdovými koly (Jeřábek et al., 1996).

2.1.4.5 Dvoucestné podvozky

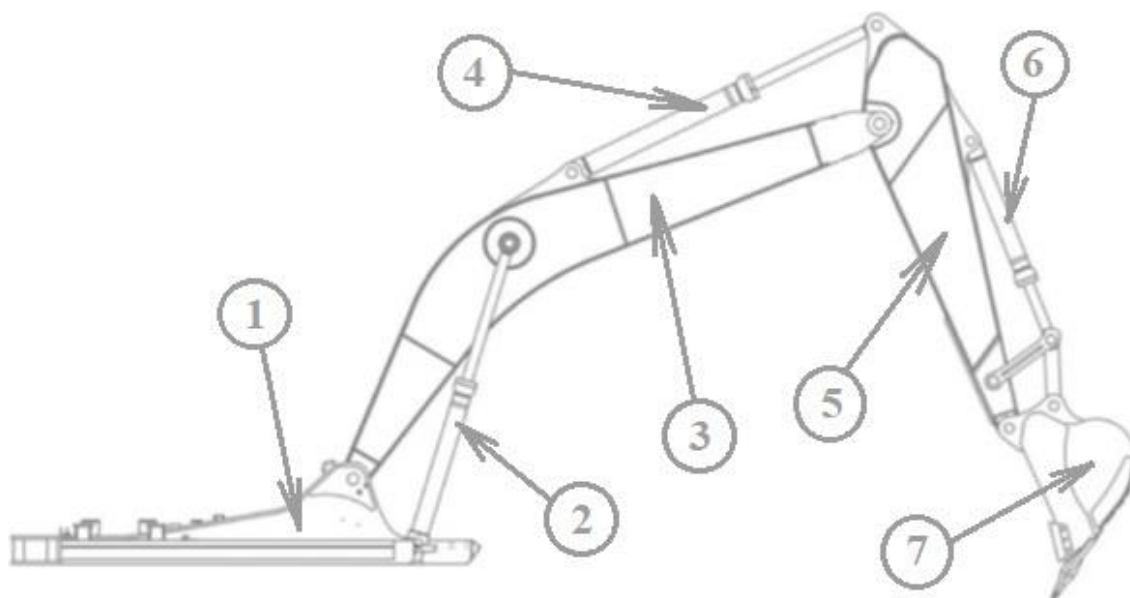
Základem tohoto podvozku je klasický kolový podvozek, který je vpředu i vzadu osazen hydraulicky ovládanými dvojkolými. Díky tomuto konstrukčnímu uspořádání může rypadlo vykonávat jízdu po zpevněném i nezpevněném povrchu a také jízdu po kolejích. Tento typ podvozků se nejvíce využívá u rypadel, které jsou určené pro stavbu a údržbu kolejových svršků (Celjak, 2009).

2.2 Konstrukce rypadel

Lopatová rypadla jsou tvořena třemi hlavními částmi. A to podvozkem, horní otočnou stavbou a pracovním zařízením viz obrázek č. 2. Konstrukce rypadel je obvykle řešena stavebnicově. Horní otočná stavba tvoří základní stavební jednotku stroje, ke které je připojen vhodný typ podvozku a pracovního zařízení. Vše je dle požadavku uživatele a také dané technologie práce, na kterou je toto rypadlo určeno (Chen et al., 2022).

Lopatové rypadlo musí mít podvozkovou část dimenzovanou tak, aby zajišťovala potřebnou stabilitu celého stroje a aby zajistila správné rozložení hmotnosti. Na otočném svršku rypadla se nachází kabina strojníka, energetické zdroje a pracovní zařízení. Pojmem pracovní zařízení je označován nástroj včetně jeho nosných a funkčních částí. Funkčními částmi jsou výložník, násada, lopata a potřebné přímočaré hydromotory. U rypadel se používají jednodílné (monoblokové) nebo hydraulicky stavitelné (dělené) výložníky, které jsou nosnou částí pracovního zařízení. Pojmem násada se označuje spojovací článek mezi výložníkem a pracovním nástrojem. Použité pracovní zařízení může být velmi různorodé. Výběr vhodného pracovního zařízení rypadla je ovlivněn charakterem práce, na kterou je rypadlo určeno a také zvoleným pracovním nástrojem (Tan et al., 2020).

Obrázek 2 Pracovní zařízení rypadla



Zdroj: (Chen et al., 2022); popis obrázku doplnil autor

1 – horní rám rypadla, **2** – dvojice přímočarých hydromotorů zdvihu výložníku, **3** – výložník, **4** – přímočarý hydromotor pro ovládání násady, **5** – násada, **6** – přímočarý hydromotor pro ovládání lopaty, **7** – lopata

2.3 Výkonnost lopatových rypadel

2.3.1 Teoretická výkonnost

Dle Celjaka (2009) se teoretická výkonnost rypadla Q_t vypočítá podle vztahu:

$$Q_t = 3600 \cdot \frac{V}{T} \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (1)$$

Kde:

V - objem vytěžené a přemístěné horniny během jednoho teoretického pracovního cyklu rypadla	[m ³]
T - doba teoretického pracovního cyklu	[s]
3600 - přepočtová konstanta na hodinu	[s]

Měření doby teoretického pracovního cyklu probíhá podle normy ČSN 27 7003 (Jeřábek, 1996). Podle znění této normy koná pracovní zařízení a lopata rypadla v průběhu jednoho pracovního cyklu tyto úkony:

- výchozí poloha (lopata vyklopena na maximální úhel vyklopení a v polovině hloubkového dosahu, zuby nebo řeznou hranou opřena o protější stranu těžební jámy),
- rýpání a nabírání horniny (lopata se musí naplnit na jmenovitý objem),
- zvednutí lopaty do výsypné výšky (minimálně 3,5 m),
- otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°),
- vysypání horniny (při výsypném úhlu 45°),
- otočení otočného svršku (zpět o 90°),
- spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) (ČSN 27 7003, 2012).

Jak uvádí Celjak (2009) tak se dané časy jednotlivých úkonů v průběhu měření teoretické doby pracovního cyklu stanovují při největších rychlostech pracovního zařízení nebo jejich dílčích částí.

2.3.2 Provozní výkonnost

Podle Jeřábka et al. (1996) se provozní výkonnost Q_p vypočítá podle vztahu:

$$Q_p = Q_t \cdot k_p \cdot k_o \cdot k_{\dot{u}} \cdot k_n \cdot k_l \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (2)$$

Kde:

Q_t - teoretická výkonnost rypadla	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
k_p - koeficient plnění lopaty	[-]
k_o - koeficient kvalifikace obsluhy	[-]
$k_{\dot{u}}$ - koeficient úhlu otáčení	[-]
k_n - koeficient opotřebení lopaty	[-]
k_l - koeficient poměru objemu lopaty a objemu korby odvozního vozidla	[-]

V tabulkách 1 - 5 jsou zaneseny hodnoty těchto koeficientů, které je potřeba zohlednit při výpočtu provozní výkonnosti rypadla.

Tabulka 1 Koeficienty plnění lopaty k_p podle třídy rozpojitelosti hornin

Třída rozpojitelosti hornin	Koeficient plnění k_p [-]
1. - 2.	0,99
3.	0,96
4.	0,89
5. - 7.	0,63

Zdroj: (Celjak, 2009; ČSN 73 6133, 2010)

Dle Celjaka (2009) vyjadřuje koeficient kvalifikace obsluhy závislost dosažené výkonnosti na zkušenostech strojníka s obsluhou rypadla a je též závislý na jeho schopnostech. Pro výpočet je možné použít koeficienty uvedené v tabulce níže.

Tabulka 2 Koeficienty kvalifikace obsluhy k_o

Stupeň kvalifikace	Koeficient k_o [-]
zkušený pracovník	1,10
dobrá obsluha	1,00
nezkušená obsluha	0,85
začátečník	0,70

Zdroj: (Jeřábek et al., 1996)

Celjak (2009) uvádí, že při zvětšujícím se úhlu otáčení při pracovním cyklu dochází k poklesu výkonnosti rypadla. Úhel otáčení lze specifikovat jako úhel mezi místem těžby a místem kde dochází k vysypání horniny. Velkou pozornost je v tomto případě potřeba věnovat optimálnímu postavení odvozního prostředku. Jednotlivé hodnoty těchto koeficientů jsou uvedeny v tabulce 3.

Tabulka 3 Koeficienty úhlu otáčení k_u

Úhel otáčení [°]	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
Koeficient k_u [-]	1,2	1,15	1,12	1,08	1,03	0,98	0,95	0,93	0,91	0,90

Zdroj: (Celjak, 2009)

Podle Jeřábka et al. (1996) udává koeficient opotřebení pracovního nástroje rypadla závislost mezi výkonností stroje a stupněm opotřebení nástroje. Základním předpokladem ovšem je, aby bylo rypadlo vybaveno od začátku provozu vhodnými zuby na pracovním nástroji. Při výběru vhodných zubů pracovního nástroje rypadla je potřeba zohlednit třídu horniny, ve které bude dané rypadlo pracovat. Dále je také potřeba zohlednit geometrické parametry daných zubů (šířka, úhel a ostří) a kvalitu použitého materiálu při jejich výrobě.

Celjak (2009) uvádí, že prováděné zkoušky rypadel s úplně opotřebovaným pracovním nástrojem prokázaly pokles jejich výkonnosti přibližně o 22%. Tato zjištěná hodnota jasně ukazuje, že včasné provedená výměna nebo úprava opotřebovaných zubů nebo ostří hrany lopaty má podstatný vliv na udržení vysoké výkonnosti rypadla.

Tabulka 4 Koeficienty opotřebení lopaty rypadla k_n

Stupeň opotřebení	Koeficient k_n [-]
bez opotřebení	1,00
průměrné opotřebení	0,90
úplné opotřebení	0,78

Zdroj: (Jeřábek et al., 1996)

Koeficient poměru objemu má velký vliv na výkonnost. Jedná se o poměr mezi objemem korby odvozního prostředku a objemem lopaty rypadla. Menší objem korby odvozního prostředku s velkou mírou pravděpodobnosti také znamená menší užitnou plochu pro vyprázdnění lopaty rypadla. To ve svém důsledku znamená delší časový úsek věnovaný nastavení lopaty rypadla nad místo pro vysypání horniny. Menší objem korby odvozního

prostředku také prodlužuje prostoje rypadla, které jsou zaviněné tím, že se musí odvozní prostředky častěji střídat. Aby byla spolupráce mezi rypadlem a odvozním prostředkem hospodárná měla by korba odvozního prostředku pojmout alespoň tři plně naložené lopaty rypadla (Celjak, 2009; Jeřábek et al., 1996; Jeřábek et al., 2001).

Tabulka 5 Koeficient poměru objemu lopaty a objemu korby odvozního prostředku k_l

Poměr objemu	2	3	4	5	6
Koeficient k_l [-]	0,82	0,87	0,91	0,94	0,96

Zdroj: (Celjak, 2009)

2.3.3 Skutečná výkonnost

Dle Jeřábka et al. (1996) zohledňuje skutečná výkonnost Q_s vedle daných pracovních podmínek také vliv časového využití stroje. Jedná se o praktickou výkonnost, kterou lze využít při časových a nákladových kalkulacích. Výpočet pracovní výkonnosti se provádí podle vztahu:

$$Q_s = Q_p \cdot k_{\check{c}} \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (3)$$

Kde:

$$Q_p - \text{provozní výkonnost rypadla} \quad [m^3 \cdot h^{-1}]$$

$$k_{\check{c}} - \text{koeficient časového využití} \quad [-]$$

Celjak (2009) uvádí, že koeficient časového využití je opravný koeficient na který má vliv mnoho faktorů, které ovlivňují činnost rypadla, jako například:

- technický stav a charakteristika práce,
- konkrétní podmínky na stavbě,
- osobnostní profil strojníka a organizace práce,
- pohotovostní zajištění servisu rypadla.

Při výpočtech teoretické a provozní výkonnosti se uvažuje, že rypadlo teoreticky pracuje celých 60 minut. Prakticky je to méně. A tuto skutečnost právě zohledňuje skutečná výkonnost. (Jeřábek et al., 2001).

2.4 Faktory ovlivňující výkonnost lopatových rypadel

Výkonnost lopatového rypadla lze zjednodušeně definovat jako měrný objem vytěženého materiálu, který je přemístěn za jednotku času. Objem vytěženého materiálu je vyjádřen v metrech krychlových a čas v hodinách. Na výkonnost lopatového rypadla má dále zásadní vliv mnoho faktorů, které ji ovlivňují a je potřeba je blíže specifikovat. Jedná se o tyto faktory.

- **Čas pracovního cyklu**

Čas pracovního cyklu je nejzásadnějším faktorem ovlivňujícím výkonnost lopatového rypadla. Čas cyklu je definován jako čas, během kterého rypadlo vykoná předem definovaný sled činností a nakonec vrátí pracovní lopatu do výchozí pozice jako na začátku cyklu. Čas jednoho pracovního cyklu lopatového rypadla v sobě snoubí jednotlivé dílčí časy pro vykonání těchto činností. Jedná se o rypání a nabírání těžené horniny, zvednutí lopaty do výsypné výšky, otočení otočného svršku lopatového rypadla, vysypání vytěžené horniny, otočení otočného svršku zpět a spuštění a nastavení pracovní lopaty rypadla do výchozí polohy (Holt & Edwards, 2015).

- **Technické parametry a výbava rypadla**

Technické parametry zahrnují hmotnostní kategorii rypadla a tomu odpovídající objem pracovní lopaty a také velikost rypné síly. Dále do technických parametrů patří výkon motoru, vhodně navržený hydraulický systém, hloubkový a vodorovný dosah rypadla, vhodnou konstrukci výložníku a násady a také prvky usnadňující obsluhu ovládat rypadlo. Optimálně navržená konstrukce rypadla umožňuje zkrátit čas pracovního cyklu a tím zvýšit výkonnost stroje (Holt & Edwards, 2015).

- **Objem pracovní lopaty**

Výběr vhodného objemu pracovní lopaty závisí na hmotnostní kategorii rypadla a na objemové hmotnosti těžného materiálu. Objem této pracovní lopaty rypadla určuje objem vytěženého materiálu v jednom konkrétním pracovním cyklu lopatového rypadla. Použití pracovní lopaty s maximálním povoleným objemem pro danou hmotnostní kategorii konkrétního rypadla tak vede ke zvýšení přepraveného objemu vytěženého materiálu v jednom pracovním cyklu rypadla a tím je docíleno

jednorázové zvýšení výkonnosti daného lopatového rypadla (Holt & Edwards, 2015).

- **Opotřebenění pracovní lopaty**

Technický stav lopaty rypadla, kvalita břítu, stav opotřebenění a správný tvar zubů má zásadní vliv na rozrušování hornin a vnikání lopaty do těženého materiálu. Kvalita břítu a řezných prvků lopaty ovlivňuje její plnění a tím ovlivňuje i celkovou výkonnost stroje (Bettens et al., 2022).

- **Úhel otáčení rypadla**

Úhel otáčení rypadla je vyjádřen jako rovinný úhel, který je svírán pomyslnou osou výložníku rypadla při těžbě a pomyslnou osou středu ložného prostoru odvozního prostředku, kam je těžený materiál přemísťován rypadlem. Se zvětšujícím se úhlem otáčení lopatového rypadla dochází k prodlužování času pracovního cyklu a tím pádem také ke snížení výkonnosti rypadla. Zajištěním minimálního úhlu otáčení rypadla je možné zkrátit čas pracovního cyklu a tím pádem i zvýšit jeho výkonnost (Yoon et al., 2014).

- **Třída těžitelnosti hornin**

Výkonnost rypadla závisí také na podmínkách, které zahrnují topografické a geologické poměry v lokalitě kde probíhají výkopové práce. Těžební práce jsou náročnější v kamenitých půdách a také v jílovitých půdách, které ulpívají na pracovní lopatě rypadla a tím přispívají ke snížení jeho výkonnosti (Bettens et al., 2022).

- **Vlivy počasí**

Těžba materiálu je značně ovlivňována vlivem počasí v dané lokalitě kde probíhají těžební práce. Například v mrazu pracovní nástroj lopatového rypadla hůře vniká do těženého materiálu a tím pádem dochází ke snížení výkonnosti stroje. Déšť a vlhkost materiálu způsobuje ulpívání hornin na pracovním nástroji lopatového rypadla a díky tomu také dochází ke snížení výkonnosti stroje. I extrémní sucho, které panuje v lokalitě, kde probíhá těžba, snižuje výkonnost lopatového rypadla, protože dochází ke zvýšení prašnosti a zhoršení rypných vlastností těžených hornin (Agaguena et al., 2021).

- **Zkušenost strojníka**

Obsluha hraje velmi významnou roli při provozu jakéhokoli stroje a zařízení. Kvalifikovaná obsluha dokáže s lopatovým rypadlem pracovat efektivně a zajišťuje maximální výkonnost stroje a také provádění pravidelné údržby na stroji. Nekvalifikovaná obsluha lopatového rypadla nejenom, že se strojem nepracuje efektivně a vykazuje nízkou výkonnost, ale také může zapříčinit poškození samotného rypadla nebo odvozního prostředku anebo má na svědomí hmotné škody a v tom nejhorším případě i zranění osob v okolí provádění těžebních prací. Z tohoto pohledu se jeví faktor zkušenosti strojníka jako velmi významný a je zapotřebí dbát o to, aby byli strojníci v průběhu své praxe neustále motivováni k tomu, aby se edukací a praktickým tréninkem například na simulátorech neustále zdokonalovali (Bettens et al., 2022).

- **Údržba a opravy**

Pokud jde o lopatová rypadla a stroje komplexně, je pravidelná údržba jedním z nejdůležitějších faktorů z hlediska nákladů na provoz a také z hlediska výkonnosti stroje. Dobře prováděná údržba minimalizuje náklady na opravy, zvyšuje výkonnost stroje a také plynoucí zisk z jeho provozu. Kvalitně prováděná údržba a servis dle servisních intervalů napomáhá kontrolovat stav stroje a prodlužuje jeho životnost. Údržba minimalizuje prostoje a ztráty vzniklé z důvodu nutného odstavení stroje kvůli vzniklé poruše a také zvyšuje hodnotu stroje pro následný prodej (Agaguena et al., 2021).

- **Technologie a organizace práce**

Pro vybranou práci je velmi důležité zvolit vhodnou technologii a také organizaci práce. S tím také souvisí výběr vhodného rypadla. Ať už je rozhodujícím faktorem pro výběr vhodného stroje účel použití, typ pracovního zařízení, typ podvozku, hmotnostní kategorie anebo konstrukce rypadla. Na maximální výkonnost lopatového rypadla má také vliv volba vhodného druhu a množství odvozních prostředků a jejich vhodná a důsledná organizace (Yoon et al., 2014).

2.5 Hydraulický obvod

V hydraulických obvodech je pro přenos energie využita tlaková pracovní kapalina a ta se nazývá hydraulický olej. Nejprve si je potřeba celý hydraulický obvod představit viz obrázek č. 3 a rozebrat účinnosti jeho dílčích částí (Akers et al., 2006).

Obrázek 3 *Blokové schéma funkce hydraulického obvodu*



Zdroj: (Jůza, 2017)

M - energetická jednotka, **P₁** - hydraulický převodník (čerpadlo), **Vedení** – hydraulické potrubí a hadice, **Řízení** – hydraulický rozvaděč, **P₂** - hydraulický převodník - hydromotor, **Výstup** - výstupní mechanická práce

2.5.1 Popis částí hydraulického obvodu

Energetická jednotka (M)

U velké většiny stavebních strojů, v tomto případě rypadel se jako energetická jednotka používá spalovací vznětový motor. Spalovací motor pro svůj chod využívá chemickou energii, která je uložena v palivu. V tomto případě v naftě. Díky jejímu spalování tuto energii uvolňuje. Na tomto principu vzniká výstupní mechanická práce (rotační pohyb klikového hřídele) (Wood, 2010).

U vznětových spalovacích motorů se pohybuje účinnost přeměny chemické energie obsažené v palivu v rozmezí 25 % - 35 %. Přepřlňované vznětové motory disponují účinností, která se blíží hodnotě 35 % (Cheng et al., 2023).

Akers et al. (2006) uvádí, že v případě zkoumání účinnosti hydraulického obvodu je výstupní mechanická práce energetické jednotky rovna 100 % energie, která vstupuje do hydraulického obvodu.

Hydraulický převodník (P₁)

Tento převodník převádí mechanickou práci, kterou vytvořila energetická jednotka na energii, která je obsažena v proudícím hydraulickém oleji. Jedná se o hydraulické čerpadlo. Zubová hydraulická čerpadla s vnějším i vnitřním ozubením dosahují účinnosti v rozmezí 80 % - 85 %. Axiální pístová čerpadla regulační dosahují účinnosti v rozmezí 85 % - 92 % (Zhang, 2009).

Hydraulické vedení (Vedení)

Toto hydraulické vedení je zastoupeno ocelovým hydraulickým potrubím, hydraulickými hadicemi dále šroubeními, spojkami a dalšími prvky, které vedou hydraulický olej mezi hydraulickými převaděči (hydraulickými čerpadly) a řídicími prvky, které řídí průtok hydraulického oleje (hydraulické rozvaděče) (Götz, 1998).

Prvky pro řízení průtoku pracovní kapaliny (Řízení)

Tento prvek v hydraulickém obvodu řídí směr proudění hydraulického oleje. Jedná se o hydraulický rozvaděč (Pivoňka et al., 1987).

Hydraulický převodník (P₂)

Tento hydraulický převodník převádí energii, která přichází v podobě proudícího hydraulického oleje zpět na mechanickou práci. Jedná se o přímočarý nebo rotační hydromotor (Zhang, 2009).

2.5.2 Energetická bilance hydraulického obvodu

Dle Zhanga (2009) je možné celý hydraulický obvod rozdělit na jednotlivé prvky, které se samostatně podílejí na vzniklých ztrátách energie v proudícím hydraulickém oleji.

Prvky jsou v hydraulickém obvodu řazeny za sebou (sériově) a tak můžeme jejich jednotlivé ztráty sečíst a pomocí toho získat ztráty celého hydraulického obvodu. Tyto vzniklé ztráty je možné stanovit na základě energetické bilance hydraulického obvodu. Aby bylo možné vyjádřit tuto bilanci je potřeba použít Bernoulliho rovnici, která zohledňuje zákon zachování energie (Pivoňka et al., 1987):

$$E_P + E_K + E_T = E_V + E_Z \quad [J] \quad (4)$$

Kde:

E_P - polohová energie [J]

E_K - kinetická energie [J]

E_T - tlaková energie [J]

E_V - výsledná odebíraná energie [J]

E_Z - ztrátová energie [J]

Polohová energie E_P

Polohová energie je dána rozdílem výšky umístění vstupu a výstupu hydraulického obvodu. Tato výška je u stavebních strojů v řádu centimetrů. Z toho důvodu je polohová energie ve srovnání s ostatními složkami energetické bilance zanedbatelná (Akers et al., 2006). Polohová energie je dána vztahem:

$$E_P = m \cdot g \cdot h \quad [J] \quad (5)$$

Kde:

m - hmotnost kapaliny [kg]

g - tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

h - rozdíl výšky vstupu a výstupu z obvodu [m]

Kinetická energie E_K

Kinetická energie, která je někdy nazývána jako pohybová je uložena ve hmotě hydraulického oleje, který proudí vedením hydraulického obvodu určitou rychlostí (Zhang, 2009). Kinetická energie je dána vztahem:

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad [J] \quad (6)$$

Kde:

m - hmotnost kapaliny [kg]

v - rychlost proudění kapaliny vedením [m·s⁻¹]

Tlaková energie E_T

Tento druh energie se naakumuluje v hydraulickém vedení v podobě tlaku hydraulického oleje a největší měrou se podílí na přenosu energie hydraulickým obvodem (Wood, 2010). Tlaková energie je dána vztahem:

$$E_T = \frac{m}{\rho} \cdot p \quad [J] \quad (7)$$

Kde:

m - hmotnost kapaliny [kg]

ρ - hustota pracovní kapaliny [kg·m⁻³]

p - tlak ve vedení [Pa]

Ztrátová energie E_Z

Velikost ztrátové energie závisí na veškerých odporech, které musí hydraulický olej překonat během proudění hydraulickým vedením. Tuto složku energetické bilance je možné přepočítat na jakoukoliv z těchto veličin:

- ztrátový tlak p_z ,
- ztrátovou rychlost v_z ,
- ztrátovou výšku h_z .

Vždy ale pouze na jedinou z nich (Pivoňka et al., 1987).

Výsledná odebíraná energie E_v

Jedná se o výslednou energii, která je z hydraulického obvodu odebírána (Akers et al., 2006).

Dodaná energie E_D

Jedná se o druh energie, kterou do hydraulického obvodu dodá hydraulické čerpadlo. Tato energie je vložena do hydraulického obvodu a je stanovena jako součet všech dříve zmíněných složek (Pivoňka et al., 1987):

Kde:

$$E_D = E_P + E_K + E_T \quad [J] \quad (8)$$

E_D - energie dodaná do hydraulického obvodu [J]

E_P - energie polohová [J]

E_K - energie kinetická [J]

E_T - energie tlaková [J]

Energie, která proudí v hydraulickém obvodu, se během své cesty vedením neustále transformuje v již zmíněné druhy energií. V závislosti na tom, jak to skladba hydraulického obvodu vyžaduje. Bernoulliho rovnice ovšem platí v libovolném bodě hydraulického obvodu. Z toho vyplývá, že čím dále k výstupu z hydraulického obvodu budeme tyto složky energie měřit, ztrátová energie E_Z se bude na úkor výsledné energie E_V zvyšovat. Pokud je požadavkem zjistit celkovou ztrátovou energii, je nutné ji zjišťovat na výstupu z hydraulického obvodu před vstupem tlakového hydraulického oleje do spotřebiče (Akers et al., 2006; Wood, 2010; Pivoňka et al., 1987).

Pro zjištění ztrátového tlaku, který vzniká v hydraulickém obvodu je potřeba transformovanou ztrátovou energii vynásobit hustotou dané pracovní kapaliny, která je náplní zkoumaného hydraulického obvodu. Výsledkem jsou ztráty v podobě ztrátového tlaku. Tyto tlakové ztráty je možné rozdělit na tři druhy (Pivoňka et al., 1987):

- ztráty, které vznikají ve vedení neboli ztráty délkové,
- ztráty v místních odporech,
- ztráty, které vznikají v jednotlivých prvcích obvodu (Zhang, 2009).

Ztrátová energie, která byla získána pro jednotlivé části hydraulického obvodu, se poté musí přepočítat na ztrátový tlak, který vzniká v daném místě obvodu. Tlaková ztráta je

taková veličina, která nejnázorněji ukazuje ztráty, které vznikají u takového typu hydraulického obvodu, který se používá u stavebních strojů. Pokud vynásobíme veličinu ztrátového tlaku veličinou průtoku hydraulického oleje v daném místě hydraulického obvodu, získáme pro tento úsek hydraulického obvodu ztrátový výkon a součet všech těchto ztrátových výkonů se rovná výslednému ztrátovému výkonu celého hydraulického obvodu. Výpočet ztrátového výkonu je dán vztahem (Pivoňka et al., 1987; Akers et al., 2006; Wood, 2010):

$$P_z = p_z \cdot Q \quad (9)$$

Kde:

P_z - ztrátový výkon	[W]
Q - průtok pracovní kapaliny	[m ³ ·s ⁻¹]
p_z - ztrátový tlak	[Pa]

2.5.3 Teorie výpočtů v hydraulických obvodech

V případě sériového řazení prvků v hydraulickém obvodu by měl být průtok hydraulického oleje v každém místě stejný. Je to způsobeno tím, že je kapalina díky svým vlastnostem teoreticky nestlačitelná. Ovšem v případě paralelního řazení prvků v hydraulickém obvodu se průtok hydraulického oleje dělí do jednotlivých hydraulických vedení v závislosti na jejich hydraulickém odporu. Hydraulický olej teče vždy místem s menším odporem (Akers et al., 2006; Pivoňka et al., 1987).

Akers et al. (2006) uvádí, že když se podíváme na průtok hydraulického oleje z pohledu geometrických rozměrů daného hydraulického obvodu, tak zjistíme, že má hydraulický olej v rozdílných místech hydraulického obvodu jinou rychlost proudění za předpokladu stejného průtoku hydraulického oleje, která je dána průřezem hydraulického vedení v daném místě. Výpočet průtoku hydraulického oleje se provádí podle vztahu (Zhang, 2009):

$$Q = S \cdot v \quad (10)$$

Kde:

Q - průtok pracovní kapaliny	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
S - průřez hydraulického vedení	$[\text{m}^2]$
v - rychlost proudění pracovní kapaliny	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Dle Götze (1998) je možné určit průřez hydraulického vedení z jeho jmenovité světlosti, která je shodná s vnitřním průměrem hydraulického potrubí nebo hadice. Výpočet průřezu hydraulického vedení probíhá podle obecně známého vzorce:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (11)$$

Kde:

S - průřez hydraulického vedení	$[\text{m}^2]$
d - vnitřní průměr hydraulického vedení	$[\text{m}]$

Wood et al. (2010) uvádí, že pokud jsou známé hodnoty vnitřního průměru hydraulického vedení, rychlosti proudění a také součinitele kinematické viskozity hydraulického oleje, tak potom lze z těchto hodnot spočítat tlakové ztráty v přímém vedení. V první řadě je potřeba vypočítat hodnotu Reynoldsova kritéria (číslo), které se počítá podle vztahu:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (12)$$

Kde:

Re - Reynoldsovo kritérium	$[-]$
v - rychlost proudění kapaliny	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
ν - kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Dle Pivoňky et al. (1987) je Reynoldsovo kritérium bezrozměrným číslem, pomocí něhož zjistíme, o jaký charakter proudění se v daném hydraulickém obvodu jedná. Rozsah tohoto kritéria je možné rozdělit do třech intervalů:

- $Re < 2300$ - oblast laminárního proudění,
- $2300 < Re < 20000$ - oblast přechodová,
- $20000 < Re$ - oblast turbulentního proudění.

Akers et al. (2006) uvádí, že za předpokladu, že je známý typ proudění v daném hydraulickém obvodu, je možné stanovit matematický vztah, podle kterého se následně vypočítá součinitel délkových ztrát. Tento součinitel je potřebný pro určení ztrát v přímém hydraulickém vedení.

Pro oblast laminárního proudění:

Pokud se hydraulický olej nachází v této oblasti proudění, je potřeba rozlišit, jestli se jedná o hydraulické potrubí nebo hadice (Wood, 2010).

Pro hadice:

$$\lambda = \frac{80}{Re} \quad (13)$$

Pro potrubí:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (14)$$

Pro oblast přechodovou:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (15)$$

Pro oblast turbulentního proudění:

$$\lambda = \left(\frac{200}{Re}\right)^2 \quad (16)$$

Kde:

λ - součinitel délkových ztrát [-]

Re - Reynoldsovo kritérium [-]

Dle Zhanga (2009) je možné v případě znalosti součinitele délkových ztrát, rychlosti proudění hydraulického oleje, světlosti a délky hydraulického vedení stanovit přímo ztrátovou energii v přímém vedení. Tato ztrátová energie se počítá podle vztahu (Pivoňka et al., 1987):

$$E_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (17)$$

Kde:

E_z - měrná ztrátová energie [J·kg⁻¹]

λ - součinitel délkových ztrát [-]

l - délka hydraulického vedení [m]

d - vnitřní průměr vedení [m]

v - rychlost proudění pracovní kapaliny [m·s⁻¹]

Götz (1998) uvádí, že proto aby mohly být stanoveny ztráty v úseku přímého vedení v podobě ztrátového tlaku je důležité znát ztrátovou energii a hustotu použitého hydraulického oleje. Ztrátový tlak se vypočítá podle vztahu (Pivoňka et al., 1987):

$$p_z = E_z \cdot \rho \quad (18)$$

Kde:

p_z - ztrátový tlak [Pa]

E_z - měrná ztrátová energie [J·kg⁻¹]

ρ - hustota pracovní kapaliny [kg·m⁻³]

Výsledný vzorec pro výpočet ztrátového tlaku v přímém vedení (Akers et al., 2006):

$$p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (19)$$

Kde:

p_z - ztrátový tlak	[Pa]
λ - součinitel délkových ztrát	[-]
l - délka hydraulického vedení	[m]
d - vnitřní průměr vedení	[m]
v - rychlost proudění pracovní kapaliny	[m·s ⁻¹]
ρ - hustota pracovní kapaliny	[kg·m ⁻³]

Dle Akerse et al. (2006) vznikají v hydraulickém obvodu kromě ztrát v přímém vedení také ztráty v místních odporech. V jiné literatuře se také nazývají jako místní ztráty. Ztráty v místních odporech jsou stejně jako ztráty v přímém vedení reprezentovány energií, která se v nich transformuje v momentě, kdy jimi proudí hydraulický olej. A v tomto případě se také jedná o energii ztrátovou. Tato energie se určuje podobně jako v případě ztrát, které vznikají v přímém vedení. Ve výpočtovém vztahu pro určení ztrátové energie v místních odporech je ovšem nahrazen součinitel délkových ztrát a podíl délky přímého vedení k jeho vnitřnímu průměru součinitelem místního odporu. Hodnoty těchto součinitelů pro jednotlivé místní odpory uvádí ve své publikaci Pivoňka et al. (1987). Ztrátová energie v místních odporech hydraulického vedení je dána vztahem (Wood, 2010):

$$E_z = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \quad (20)$$

Kde:

E_z - měrná ztrátová energie	[J·kg ⁻¹]
v - rychlost proudění pracovní kapaliny	[m·s ⁻¹]
ξ - součinitel místního odporu	[-]

Zhang (2009) uvádí, že se v případě stanovení ztrátového tlaku u místních odporů v hydraulickém vedení postupuje analogicky jako v případě stanovení ztrátového tlaku v přímém vedení. Výpočet ztrátového tlaku u místních odporů probíhá podle vztahu (Pivoňka et al., 1987):

$$p_z = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (21)$$

Kde:

p_z - ztrátový tlak	[Pa]
v - rychlost proudění pracovní kapaliny	[m·s ⁻¹]
ξ - součinitel místního odporu	[-]
ρ - hustota pracovní kapaliny	[kg·m ⁻³]

Akers et al. (2006) uvádí, že pro stanovení celkového ztrátového výkonu daného hydraulického obvodu v tlakovém vedení je třeba veškeré dílčí ztrátové tlaky jednotlivých prvků hydraulického obvodu vynásobit změřeným průtokem a tyto výsledné ztrátové výkony jednotlivých prvků hydraulického obvodu sečíst.

Podle Zhanga (2009) se ztráty v prvcích hydraulického obvodu určí podle jejich účinnosti. Tyto účinnosti můžeme rozdělit na účinnost tlakovou, účinnost průtokovou a účinnost celkovou.

V případě, že u zkoumaného hydraulického obvodu stavebního stroje je potřeba vypočítat hodnota geometrického objemu axiálního pístového čerpadla z naměřeného průtoku hydraulického oleje je možné použít z hlediska hodnoty naměřeného průtoku tento výpočtový vztah (Wood, 2010):

$$V_g = \frac{1000 \cdot Q}{n \cdot \eta_Q} \quad (22)$$

Kde:

V_g - geometrický objem čerpadla	[cm ³]
Q - naměřený průtok hydraulického oleje	[dm ³ ·min ⁻¹]
n - naměřené otáčky energetického zdroje	[min ⁻¹]
η_Q - průtoková účinnost čerpadla	[-]

Podle Akerse et al. (2006) se výpočet teoretického průtoku čerpadla provádí podle vztahu:

$$Q_t = V_g \cdot n \quad (23)$$

Kde:

Q_t - teoretický průtok	[dm ³ ·min ⁻¹]
V_g - geometrický objem čerpadla	[dm ³]
n - naměřené otáčky energetického zdroje	[min ⁻¹]

Wood (2010) uvádí, že skutečný naměřený průtok hydraulického oleje na hydraulickém čerpadle je vždy nižší než průtok teoretický. Pro výpočet celkové účinnosti čerpadla je nutné znát skutečný naměřený průtok, teoretický průtok čerpadla a mechanicko hydraulickou účinnost čerpadla, kterou uvádí jeho výrobce. Výpočet celkové účinnosti čerpadla se provádí podle vztahu (Akers et al., 2006):

$$\eta_{CHG} = \frac{Q}{Q_t} \cdot \eta_{mh} \quad (24)$$

Kde:

η_{CHG} - celková účinnost čerpadla	[-]
Q - skutečný naměřený průtok	[dm ³ ·min ⁻¹]
Q_t - teoretický průtok	[dm ³ ·min ⁻¹]
η_{mh} - účinnost mechanicko hydraulická	[-]

Celková účinnost čerpadla je hodnota, která vychází ze skutečně naměřeného průtoku hydraulického oleje, který čerpadlo dodává ve svém daném provozně technickém stavu a při daných podmínkách v zástavbě v konkrétním stroji (Pivoňka et al., 1987). Při výpočtech ztrát v přímém vedení a místních odporech na daném stroji je tuto hodnotu průtoku možné použít při výpočtech ztrát mezi čerpadlem a rozvaděčem (Akers et al., 2006).

Pokud je známa celková účinnost čerpadla a příkon daného čerpadla, který uvádí jeho výrobce, je možné stanovit ztrátový výkon čerpadla. Výpočet ztrátového výkonu čerpadla se provádí podle vztahu (Götz, 1998):

$$P_z = (1 - \eta_{CHG}) \cdot P \quad (25)$$

Kde:

P_z - ztrátový výkon čerpadla [W]

η_{CHG} - celková účinnost čerpadla [-]

P - příkon čerpadla udávaný výrobcem [W]

Hodnota ztrátového výkonu čerpadla se poté využije při stanovení celkové výkonové ztráty jednotlivých hydraulických obvodů v tlakovém vedení. Po stanovení celkové výkonové ztráty se poté vypočítá celková účinnost hydraulického obvodu v tlakovém vedení podle vzorce (Pivoňka et al., 1987):

$$\eta_{CV} = 1 - \frac{P_{ZC}}{P} \quad (26)$$

Kde:

η_{CV} - celková účinnost hydraulického obvodu [-]

P_{ZC} - celková výkonová ztráta hydraulického obvodu [W]

P - příkon čerpadla udávaný výrobcem [W]

2.6 Výzkum v oblasti výkonnosti a účinnosti hydraulického systému u rypadel

Yeom et al. (2023) se ve svém výzkumu věnuje prototypu strojového navádění lopatových rypadel, který lze použít při zemních pracích ke zlepšení bezpečnosti práce a efektivnosti provozu. Rypadlo se vybavilo kamerami s rozhledem 360° a polohovými čidly umístěnými na výložníku, násadě a lopatě. Další polohová čidla, mají za úkol sledovat náklon celého rypadla. Informace o poloze se aktualizovali každých 50 ms a kamery pracovali s rychlostí 25,2 snímků za sekundu. Tato výbava umožňuje zvýšit efektivitu pracovních operací rypadla. Výkon a stabilita prototypu byla ověřena 80 hodinami provozu. Prototyp byl otestován pouze jednou obsluhou rypadla, je tedy nutné v jeho testování pokračovat na různých typech rypadel a s větším počtem obsluh.

Jung et al. (2022) se zabývá systémem rekuperace energie výložníku u rypadel. Cílem rekuperace je uchování energie a její následné využití k posílení jiného pracovního pohybu rypadla. Systém je matematicky analyzován za účelem odvození strategie řízení, která je schopna zvýšit efektivitu stroje a kontrolovat výkon při zachování jeho ovladatelnosti. Výsledky ukazují, že pracovní cyklus se zrychlí přibližně o 3 % a spotřeba paliva bude přibližně o 9 % nižší než při provozu v nehybridním režimu.

Trinh et al. (2022) se zabývá shrnutím možností pohonu rypadel. Uvádí zde příklad pohonu rypadla pomocí palivových článků. Tato konstrukce má za úkol snížit produkci skleníkových plynů a zvýšit efektivní využití dodávaného výkonu. Elektromotor v kombinaci s asynchronním hydrogenerátorem by mohl snížit spotřebu energie a zvýšit dodávaný výkon. Autor uvádí, že 82,7 % energie by mohlo být znovu využito. Výzkum prokázal, že je tento způsob pohonu u rypadel možný použít. Nevýhoda ovšem spočívá v tom, že rypadlo s tímto pohonem nedokáže pracovat v nepřetržitém provozu.

Tong et al. (2020) se ve své studii věnuje úspoře energie u stavebních strojů. Úspory energie u hydraulických systémů lze dosáhnout číslicově řízeným ovládním hydrogenerátoru a rozvaděče. Tato konstrukce má do budoucna potenciál, stát se primárním výzkumným směrem.

Yang et al. (2022) se ve své práci zabývají výzkumem hybridního elektrohydraulického rypadla. Cílem jeho výzkumu je snížení produkce skleníkových plynů u daného rypadla, dále snížení nákladů na provoz a zachování výkonu rypadla. Dle jeho závěrů má tento koncept vyšší schopnost rekuperace energie než čistě hydraulické rypadlo.

Chen et al. (2022) se svým výzkumem zaměřuje na vývoj zkušební stolice na dynamické testování konstrukce rypadel HIL (Hardware In Loop). Tato zkušební stolice má za úkol otestovat části rypadla již v rané fázi vývoje, což velmi významně snižuje náklady na vývoj. Výkonnost rypadla je následně testována z více hledisek, jakými jsou například: simulace zátěže, simulace průběhu výkonu a spotřeby paliva. Ve srovnání se skutečným těžením je chyba testování maximálně 12 %.

Xu & Cheng, (2018) uvádí přehled v řízení více činných více okruhových hydraulických systémů pro mobilní zařízení a stroje. Zabývá se též otázkou snížení energetické náročnosti pohonu při zachování dynamického výkonu.

Wang et al. (2021) ve své práci řeší problematiku nízké přesnosti řízení toku v tlakově kompenzačním průtokovém regulačním ventilu. Teoreticky analyzovali schopnost říditelné kompenzace tlaku a vytvořili model plynulé charakteristiky průtoku. Prezентují návrh a analýzu průtokového regulačního ventilu, který je schopen řízeně kompenzovat tlakové ztráty.

Fu et al. (2020) se zabývají zvýšením účinnosti stavebních strojů poháněných elektrickou energií a snížením spotřeby energie. Navrhli systém snímání zatížení hydrogenerátoru. Na základě proměnné rychlosti regulace rozdílu tlaků. V případě zvedání a udržování tlaku spotřeboval motor o 17 % méně energie než v případě tradičního systému.

Tan et al. (2020) se ve své studii věnují rekuperaci potenciální energie výložníku rypadla, jejímž úkolem je snížení emisí skleníkových plynů a zachování výkonnosti. Rypadlo bylo vybaveno paralelní hybridní technologií a superkondenzátorem pro ukládání elektrické energie. Dále navrhli optimalizaci hydraulických okruhů a návrhy ověřili na experimentálním rypadle. Dosáhli lepší účinnosti úspory energie a úspory regenerace, avšak vyvinutý systém je velice komplikovaný, rozměrově náročný a drahý.

Chen et al. (2019) ve své studii prezentují zlepšení energetické účinnosti a provozní doby mini-nakladače integrací spalovacího motoru a elektromotoru. Dále uvádí, že použití hybridního pohonu snižuje spotřebu pohonných hmot a také emise uhlíku.

Dzhuraev et al. (2023) ve své práci řeší zvýšení výkonnosti a následnou úsporu ročních nákladů na údržbu u hydraulických rypadel za pomoci zavedení pokročilých technických řešení a procesních návrhů pro prodloužení životnosti rezných prvků hloubkových lopat. Dále uvádějí, že zavedením těchto novátorských technických řešení došlo u hydraulického pásového rypadla HITACHI EX-1200 při práci v povrchovém dole ke snížení ročních nákladů na údržbu o 12 %.

Yu et al. (2022) se ve své studii věnují snížení spotřeby energie a emisí u hybridního hydraulického rypadla. Pro tyto účely navrhli inovativní pohonné ústrojí a strategii řízení spotřeby energie u daného hybridního rypadla. V hydraulickém systému hybridního rypadla také použili systém regenerace potenciální energie, který nabíjí baterii. Pro ověření účinnosti energetických úspor navrhovaného systému sestrojili zkušební stolicí. Došli k výsledku, že jimi navržené inovativní hnací ústrojí a strategie řízení spotřeby energie pro hybridní rypadlo dosahuje v porovnání se současným hybridním systémem u hydraulických rypadel o 4 % vyšší účinnost úspory energie.

Nguyen et al. (2023) ve své práci představují inovativní konstrukci hnacího ústrojí a systém rekuperace energie pro hybridní hydraulická rypadla, který snižuje spotřebu energie a emise stroje. Navrhli systém tak, aby maximalizoval účinnost spalovacího motoru hybridního rypadla a také aby došlo k plnému využití rekuperované energie získané při zatahování přímočarých hydromotorů výložníku a násady rypadla. Inovativní konstrukci hnacího ústrojí tvoří variabilní převodovka CVT, která pohání hlavní hydraulické čerpadlo hybridního rypadla. Tato variabilní převodovka umožňuje přesné řízení otáček i točivého momentu motoru a zajišťuje, že motor pracuje v rozsahu otáček, díky kterým dosahuje vysoké účinnosti. Simulace ukázaly, že jimi navržená inovativní konstrukce hnacího ústrojí a rekuperace energie pro hybridní rypadlo dosahuje ve srovnání se stávajícím hybridním systémem hydraulických rypadel o 22,25 % vyšší účinnost úspory energie při středních rychlostech.

Beltrami et al. (2021) se ve své studii věnuje výkonnosti stavebních strojů a způsobu rekuperace energie. Uvádí možnosti ukládání energie u strojů se spalovacím motorem, u hybridů a u čistě elektricky poháněných strojů. Ve své studii uvádí výsledek, že k nejvyšší energetické účinnosti dochází při ukládání do baterií.

Kujundžić et al. (2021) ve své práci zkoumali faktory, které v největší míře ovlivňují výslednou výkonnost rypadla. Jak uvádí, tak jimi jsou objem vytěžené zeminy v jednom pracovním cyklu a také doba pracovního cyklu rypadla. Dále uvádí, že na základě poznatků z jejich prováděného měření je čas cyklu rypadla nejvíce ovlivněn časem pro naplnění pracovní lopaty rypadla do maximálního objemu a také úhlem otáčení rypadla. Dle jejich výsledků měření vychází, že větší úhel otáčení rypadla zapříčiňuje delší dobu pracovního cyklu a tím pádem nižší výkonnost stroje. Dalším zjištěním jejich výzkumu je, že granulometrické složení těženého materiálu má zásadní vliv na výkonnost rypadla.

Yang et al. (2003) se ve své práci zaměřili na otázku, jakým způsobem lze predikovat čas cyklu daného rypadla. V rámci výzkumu identifikovali čtyři nezávislé predikční proměnné a to hmotnost rypadla, hloubku rýpání, úhel otáčení rypadla a druh těženého materiálu. Byla použita data pro 35 různých pásových rypadel od čtyř výrobců. Na základě sedmdesáti různých měření času cyklu rypadel, ke kterým byl sestaven podrobný popis, byl vytvořen výpočtový predikční model, který je schopen dle zadaných vstupních dat předpovědět dobu pracovního cyklu rypadla. Během získávání dat pro vytvoření tohoto predikčního modelu byl brán zřetel na to, aby byly získávány vstupní časy cyklů rypadel pro vytvoření tohoto výpočetního predikčního modelu jak při optimálních provozních podmínkách, tak i při nepříznivých provozních podmínkách. Autoři uvádějí, že testy na vytvořeném predikčním modelu pro předpověď času cyklu rypadla ukázaly, že přesnost vytvořeného modelu je přijatelná. Dále uvádí, že by se přesnost tohoto predikčního modelu nechala také zlepšit a to díky většímu souboru vstupních dat a komplexnějšímu rozsahu proměnných, které jsou potřebné pro předpověď času cyklu rypadla.

Herceg et al. (2023) ve své práci zkoumali spotřebu energie hydraulického rypadla při práci s materiály, které jsou typické pro kamenolom. Prováděli terénní měření při skrývce nadložní vrstvy, při těžbě odstřeleného horninového materiálu, při těžbě velkých balvanů a také při těžbě ve dvou různých frakcích drceného kameniva. Spotřebu energie sledovali pouze během fáze pracovního cyklu rypadla, kdy rypadlo rýpe a nabírá těženou horninu. Bylo to z toho důvodu, aby výsledná spotřeba energie souvisela pouze s vlastnostmi těženého materiálu. Nejvyšší spotřeba energie u hydraulického rypadla byla zjištěna při těžbě odstřeleného horninového materiálu, dále pak při skrývce nadložní vrstvy a nejnižší spotřeba energie byla zjištěna při těžbě velkých balvanů a těžbě dvou frakcí drceného kameniva.

Rakhutin et al. (2023) se ve své práci zaměřili na výpočet vzniklých výkonových ztrát v hydraulickém systému pásového rypadla Komatsu PC750-7 při použití různých druhů hydraulických olejů Shell Tellus S2 V 22, 32, 46 a 68 s odpovídající kinematickou viskozitou při 40 °C. Pro stanovení vzniklých ztrát výkonu použili jimi navržený výpočet a softwarový algoritmus v prostředí MatLab Simulink. Dále navrhli součinitel ztrát výkonu v hydraulickém systému daného rypadla, který byl získán porovnáním výkonových ztrát při optimální teplotě hydraulického oleje pro daný hydraulický obvod za uvažovaných podmínek s výkonovými ztrátami vzniklými při skutečné teplotě hydraulického oleje v daném hydraulickém obvodu. Použití tohoto koeficientu umožnilo rozumnou volbu

vhodného hydraulického oleje pro dané rypadlo a také vhodné nastavení průtoků a tlaků hydraulického oleje u hydraulických čerpadel a dalších prvků hydraulického systému rypadla. V neposlední řadě tento koeficient pomohl vyhodnotit skutečnou energetickou náročnost pásového rypadla Komatsu PC750-7. Výsledky výpočtů ukázaly, že realizací těchto opatření, které zajistí provoz rypadla v intervalu s odchylkou o 10 % od optimální hodnoty teploty hydraulického oleje v hydraulickém systému rypadla, umožní snížit energetické ztráty tohoto rypadla o 3 % až 12 %.

3 Cíl disertační práce a vědecká hypotéza

3.1 Cíl disertační práce

Cílem práce je analýza faktorů, které ovlivňují provozní výkonnost univerzálního dokončovacího stroje UDS 214 v závislosti na stavu a použitých prvcích v hydraulické soustavě pro ovládání pracovních mechanismů.

Mezi dílčí cíle je možné zařadit:

- výběr faktorů, které ovlivňují výkonnost konkrétního rypadla na základě rešerše vědeckých publikací k dané problematice,
- rozbor energetické náročnosti a tlakových ztrát hydraulické soustavy pro ovládání pracovních mechanismů,
- návrh řešení pro zvýšení výkonnosti rypadla,
- ověření navrženého řešení pro zvýšení výkonnosti daného rypadla měřením časů pracovních cyklů a výpočtem provozní výkonnosti pro stav před a po inovaci za srovnatelných podmínek.

3.2 Vědecká hypotéza

Výzkumná hypotéza, na kterou by měla tato doktorská disertační práce dát odpověď, zní:

- Použití inovace hydraulického systému má pozitivní vliv na snížení doby pracovního cyklu a zvýšení výkonnosti rypadla UDS 214.

4 Materiály a metody

V rámci disertační práce byla prostudována literatura týkající se popisu stroje, stanovení výkonnosti u rypadel a také stanovení tlakových ztrát včetně energetické náročnosti v hydraulických obvodech. Dále byla navržena metodika měření výkonnosti stroje a také energetických ztrát hydraulického obvodu. V práci poté byly praktickým měřením a stanovením výkonnosti rypadla UDS 214 v originálním stavu hydraulického systému a stanovením tlakových ztrát a také energetické náročnosti hydraulických obvodů pro ovládání pracovních pohybů nástroje rypadla tyto metodiky ověřeny. Ze získaných dat a informací bylo navrženo řešení pro zvýšení výkonnosti rypadla v podobě inovace hydraulického systému stroje. Následně proběhlo ověření navrženého a prakticky realizovaného řešení pro zvýšení provozní výkonnosti daného konkrétního rypadla UDS 214 měřením časů pracovních cyklů stroje za srovnatelných podmínek a vyhodnocením jejich provozních výkonností pro stav před a po provedené inovaci.

4.1 Popis teleskopického rypadla UDS 214

Teleskopické rypadlo UDS 214 na podvozku Tatra 815 (obrázek č. 4 a tabulka č. 6) je určené na dokončovací zemní práce. S použitím vhodného přídatného zařízení i na výkopové a jiné zemní práce (hloubení základových rýh, kanálů, budování a údržbu inženýrských sítí) (Jůza et al., 2020).

V současnosti se teleskopické rypadlo UDS 214 používá pro těžbu zeminy I. a II. třídy dle normy ČSN 73 6133 (ČSN 73 6133, 2010). Rypadlo je také vhodné pro likvidaci následků po mimořádných událostech, jako jsou například povodně, sesuvy půdy a také staticky narušené budovy. Teleskopické rypadlo UDS 214 nachází uplatnění jak v soukromém sektoru, tak ve výzbroji armád a hasičských záchranných sborů kupříkladu české a slovenské republiky. Stroj může být také vybaven mikropojezdem (Jůza et al., 2020).

To znamená, že strojník může s rypadlem popojíždět po staveništi za pomoci spalovacího motoru rypadla John Deere 4045 a hydraulického systému bez pomoci spalovacího motoru podvozku Tatra. Strojník také může řídit směr jízdy podvozku Tatra 815, ovládat ruční brzdu, vysouvat a zasouvat stabilizační podpěry rypadla a to vše z kabiny strojníka rypadla UDS 214.

Pohonnou jednotkou teleskopického rypadla UDS 214 je řadový čtyřdobý kapalinou chlazený naftový čtyřválcový motor John Deere 4045 s přímým vstřikem paliva, který má

výkon 94 kW při 2200 min⁻¹ (Deere & Company, 2023). Tento motor pohání dvojité axiální pístové čerpadlo (obrázek 5) Bosch Rexroth A8VO107 (Bosch Rexroth AG, 2021), které dodává přes sedmisekční monoblokový rozvaděč (obrázek 6) Bosch Rexroth 7M8-22 (Bosch Rexroth AG, 2023) tlakový hydraulický olej do hydraulických obvodů ovládání pracovních pohybů rypadla díky kterým může teleskopické rypadlo UDS 214 vykonávat pět základních pohybů pracovního nástroje:

- vysouvání a zasouvání vnitřního teleskopického výložníku,
- zdvihání a spuštění teleskopického výložníku,
- natáčení pracovního nástroje (pomocí otočné hlavy),
- otevírání a zavírání pracovního nástroje,
- otáčení nástavby rypadla UDS 214 (Jůza et al., 2020).

Obrázek 4 Teleskopické rypadlo UDS 214 na automobilním podvozku Tatra 815



Zdroj: (Jůza & Heřmánek, 2022)

1 – výložník, 2 – vnitřní teleskopické rameno, 3 – otočná hlava, 4 – základní pětizubá lopata o objemu 0,63 m³, 5 – spodní rám rypadla, 6 – teleskopické rypadlo UDS 214, 7 – kabina podvozku Tatra 815

Tabulka 6 *Technické informace konkrétního rypadla UDS 214 na kterém probíhalo měření*

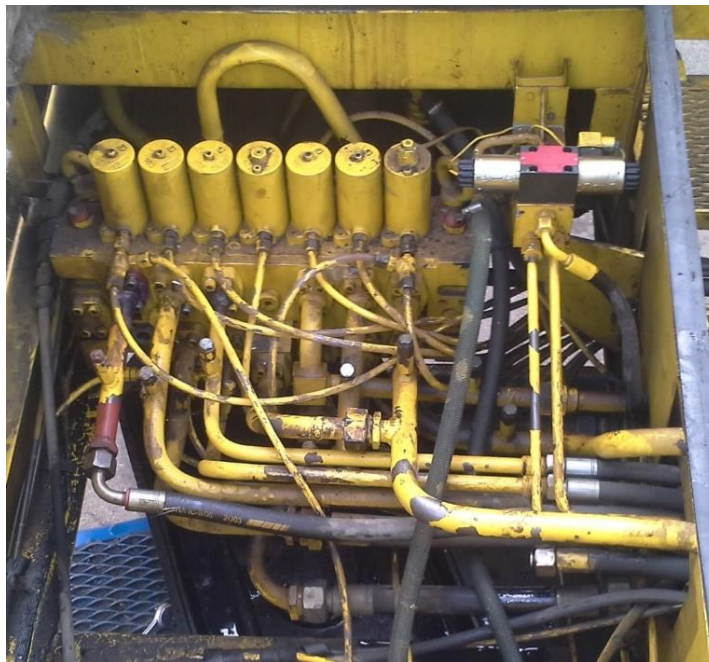
Automobilní rypadlo	Tatra 815 UDS 214.41
Rok výroby	2014
Provozní hmotnost	22 800 kg
Motor nástavby rypadla UDS 214	John Deere 4045
Výkon motoru John Deere 4045 v originálním stavu hydraulické soustavy	94 kW
Počet odpracovaných motohodin při měřeních před inovací hydraulického systému	5438 mth
Počet odpracovaných motohodin při provedení inovace hydraulického systému	6120 mth
Počet odpracovaných motohodin při měřeních po inovaci hydraulického systému	6943 mth

Strojník při běžné těžbě zeminy s rypadlem nepoužívá hydraulický obvod natáčení pracovního nástroje, který se používá jen při speciálních úkonech. Příkladem těchto speciálních úkonů jsou například svahovací práce. Z toho důvodu nebyl tento pohyb nástroje zahrnut do klasického schématu jednoho pracovního cyklu rypadla. A tím pádem se na tomto hydraulickém obvodu neprovádělo ani měření.

Obrázek 5 *Axiální pístové dvoučerpadlo Bosch Rexroth A8VO107 teleskopického rypadla UDS 214 – před provedenou inovací hydraulického systému*



Obrázek 6 Detail zapojení monoblokového hydraulického rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 na rypadle UDS 214



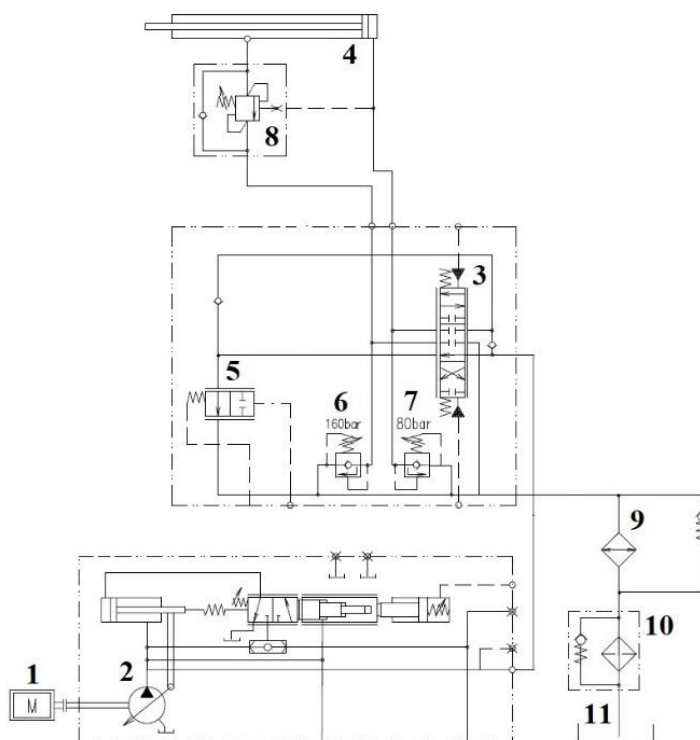
4.2 Hydraulický systém teleskopického rypadla UDS 214

Hydraulický systém pro ovládání pracovních pohybů rypadla UDS 214 se skládá z pěti hlavních na sobě nezávislých hydraulických obvodů, které budou dále vysvětleny. Jednotlivá schémata hydraulických obvodů byla upravena a překreslena z celkového schéma hydraulické soustavy rypadla UDS 214 pomocí softwaru Autodesk AutoCAD.

4.2.1 Hydraulický obvod ovládání výsuvu vnitřního teleskopického ramene

Levá část axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107 dodává hydraulický olej přes sekci výsuvu monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 do přímočarého hydromotoru výsuvu teleskopického ramene (110/70/4300) viz PO1 v příloze č. 5, který zajišťuje výsuv a zasouvání teleskopické násady rypadla UDS 214. Beztlaky hydraulický olej z komory nad nebo pod pístem přímočarého hydromotoru výsuvu se vrací přes sekci výsuvu monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 a dále přes chladič a čistič hydraulického oleje zpět do hydraulické nádrže. Schéma tohoto hydraulického obvodu je uvedeno na obrázku 7.

Obrázek 7 Schéma hydraulického obvodu ovládání výsuvu vnitřního teleskopického ramene rypadla UDS 214

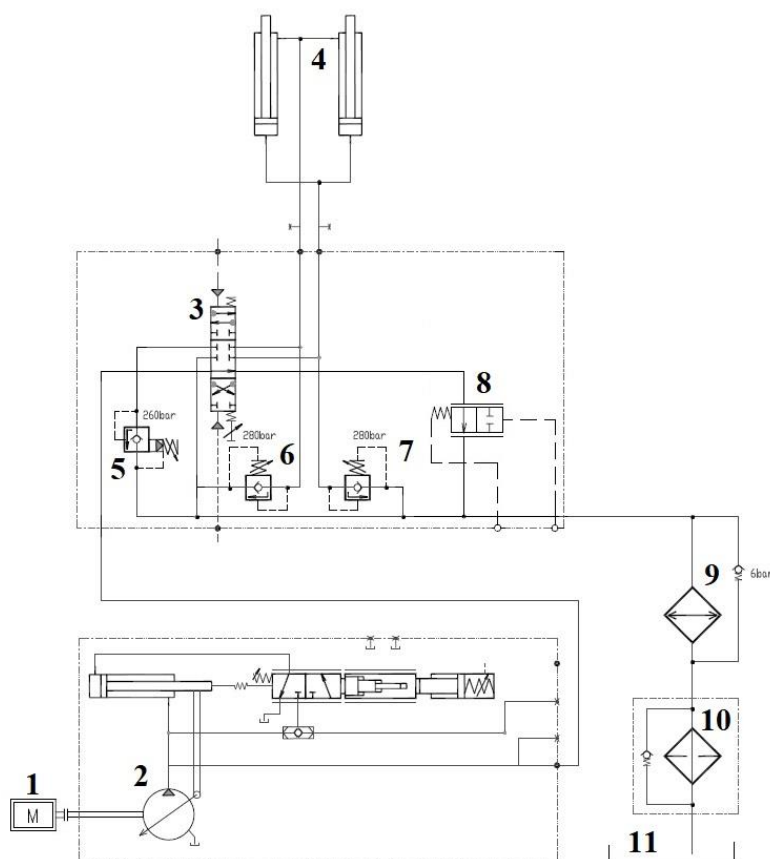


1 – motor John Deere 4045, 2 – levá část axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107, 3 – sekce výsuvu rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22, 4 – přímočarý hydromotor vnitřního teleskopického ramene (110/70/4300), 5 – hydraulický rozvaděč 2/2, 6 – pojistný tlakový ventil, 7 – pojistný tlakový ventil, 8 – redukční ventil, 9 – hydraulický chladič, 10 – hydraulický čistič, 11 – hydraulická nádrž

4.2.2 Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku

Z pravé části axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107 je dodáván hydraulický olej přes sekci zdvihu monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 do párových přímočarých hydromotorů (125/80/1000) viz PO2 v příloze č. 5, které zajišťují zdvih a spuštění teleskopického výložníku rypadla UDS 214. Beztlaký hydraulický olej z komor nad pístem nebo pod pístem párových přímočarých hydromotorů se vrací přes sekci zdvihu monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 a přes chladič a čistič zpět do hydraulické nádrže. Schéma tohoto hydraulického obvodu je uvedeno na obrázku 8.

Obrázek 8 Schéma hydraulického obvodu zdvihu teleskopického výložníku rypadla UDS 214



Zdroj: (Jůza & Heřmánek, 2023)

1 – motor John Deere 4045, **2** – pravá část axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107, **3** – sekce zdvihu rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22, **4** – dva přímočaré hydromotory zdvihu teleskopického výložníku (125/80/1000), **5** – primární pojistný tlakový ventil, **6** – sekundární pojistný tlakový ventil, **7** – sekundární pojistný tlakový ventil, **8** – hydraulický rozvaděč 2/2, **9** – hydraulický chladič, **10** – hydraulický čistič, **11** – hydraulická nádrž

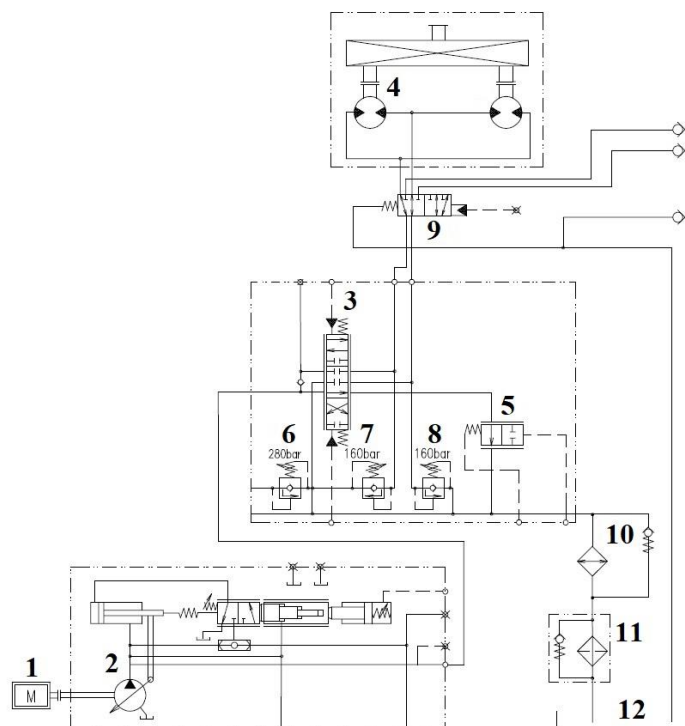
4.2.3 Hydraulický obvod ovládní otáčení nástroje

Z pravé části axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107 je dodáván hydraulický olej přes sekci otočné hlavy monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 do dvou rotačních hydromotorů Bosch Rexroth GMR 125 viz PO3 v příloze č. 5, které zajišťují otáčení nástroje teleskopického rypadla UDS 214. Beztlaký hydraulický olej z rotačních hydromotorů otočné hlavy se poté vrací přes sekci otočné hlavy monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 a dále přes chladič hydraulického oleje a hydraulický

čistič zpět do hydraulické nádrže. Schéma tohoto hydraulického obvodu je uvedeno na obrázku č. 9.

Jak již bylo uvedeno, tak pracovní pohyb otáčení pracovního nástroje nelze zahrnout do klasického schématu jednoho pracovního cyklu rypadla UDS 214 a proto se, v tomto hydraulickém obvodu také neprovádělo měření pro potřeby této disertační práce. Hydraulický obvod ovládání otáčení nástroje je zde uveden kvůli ucelenému přehledu hydraulických obvodů teleskopického rypadla UDS 214, které zajišťují ovládání pracovních pohybů nástroje tohoto rypadla.

Obrázek 9 Schéma hydraulického obvodu ovládání otáčení nástroje rypadla UDS 214

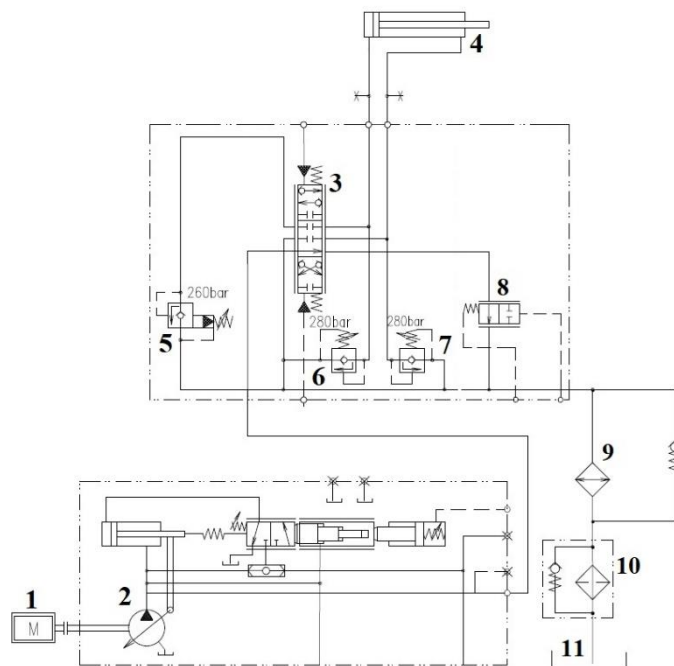


1 – motor John Deere 4045, **2** – pravá část axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107, **3** – sekce otočné hlavy rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22, **4** – dva rotační hydromotory Bosch Rexroth GMR 125, **5** – hydraulický rozvaděč 2/2, **6** – primární pojistný tlakový ventil, **7** – sekundární pojistný tlakový ventil, **8** – sekundární pojistný tlakový ventil, **9** – hydraulický rozvaděč 6/2, **10** – hydraulický chladič, **11** – hydraulický čistič, **12** – hydraulická nádrž

4.2.4 Hydraulický obvod ovládání otevírání a zavírání nástroje

Z pravé části axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107 je hydraulický olej dodáván přes sekci nástroje monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 do přímočarého hydromotoru nástroje (125/80/500) viz PO4 v příloze č. 5, který přes smykadlo, táhlo a rychloupínač zajišťuje plnění a vyprazdňování pracovní lopaty rypadla UDS 214. Dále tento přímočarý hydromotor nástroje obstarává naklápění dalších přídatných zařízení, kterými se nechá teleskopické rypadlo UDS 214 osadit. Beztlaký hydraulický olej z komory nad pístem nebo pod pístem přímočarého hydromotoru nástroje se poté vrací přes sekci nástroje monoblokového rozvaděče a přes chladič a čistič hydraulického oleje zpět do hydraulické nádrže. Schéma tohoto hydraulického obvodu je uvedeno na obrázku č. 10.

Obrázek 10 Schéma hydraulického obvodu ovládání otevírání a zavírání nástroje rypadla UDS 214

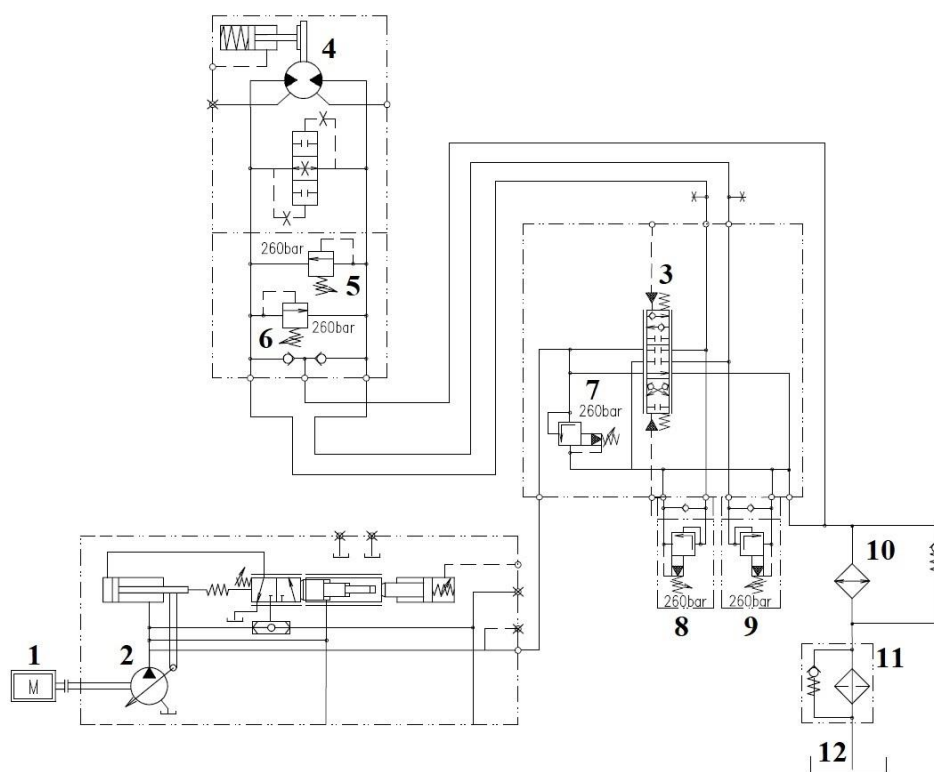


1 – motor John Deere 4045, **2** – pravá část axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107, **3** – sekce ovládání nástroje rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22, **4** – přímočarý hydromotor nástroje (125/80/500), **5** – primární pojistný tlakový ventil, **6** – sekundární pojistný tlakový ventil, **7** – sekundární pojistný tlakový ventil, **8** – hydraulický rozvaděč 2/2, **9** – hydraulický chladič, **10** – hydraulický čistič, **11** – hydraulická nádrž

4.2.5 Hydraulický obvod ovládání otáčení nastavby rypadla UDS 214

Z levé části axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107 je tlakový hydraulický olej dodáván přes sekci otoče monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22 do radiálního rotačního hydromotoru Poclain viz PO5 v příloze č. 5, který zajišťuje otáčení nastavby rypadla UDS 214. Beztlaký hydraulický olej z rotačního hydromotoru otoče nastavby se poté vrací přes sekci otoče monoblokového rozvaděče a přes chladič a čistič hydraulického oleje zpět do hydraulické nádrže. Schéma tohoto hydraulického obvodu je uvedeno na obrázku č. 11.

Obrázek 11 Schéma hydraulického obvodu ovládání otáčení nastavby rypadla UDS 214



1 – motor John Deere 4045, **2** – levá část axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107, **3** – sekce otoče nastavby rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22, **4** – rotační hydromotor Poclain, **5** – sekundární pojistný tlakový ventil, **6** – sekundární pojistný tlakový ventil, **7** – primární pojistný tlakový ventil, **8** – přidavný tlakový ventil, **9** – přidavný tlakový ventil, **10** – hydraulický chladič, **11** – hydraulický čistič, **12** – hydraulická nádrž

4.3 Metodika měření času cyklu rypadla UDS 214

Měření průměrného času pracovního cyklu rypadla UDS 214 se provádělo v zemině II. třídy dle normy ČSN 73 6133. Do této třídy patří jemnozrnné zeminy tuhé konzistence například ornice, hlína, prachovitá hlína, písčité hlína a rašelina. Měření časů pracovních cyklů rypadla UDS 214 před provedenou inovací hydraulického systému bylo provedeno v září 2019 a probíhalo na skládce ornice, která se nachází v blízkosti města Chrudim. Při měření panovalo pěkné počasí, bylo bezvětrí a teplota vzduchu byla 17 °C. Teleskopické rypadlo UDS 214, které bylo použito pro měření časů cyklu ve stavu před provedenou inovací hydraulické soustavy bylo vyrobeno v roce 2014 a v době měření mělo odpracováno 5438 motohodin. Strojník, který obsluhoval rypadlo, měl v době měření deseti letou praxi s prací na teleskopických rypadlech UDS 214. Pro potřeby měření pracovního cyklu rypadla bylo změřeno třicet cyklů, které následovaly chronologicky za sebou. Třicet opakovaných cyklů bylo zvoleno z důvodu dostatečného množství dat pro zpracování. To znamená tři série po deseti cyklech potřebné pro plné naložení odvozního prostředku Tatra 815 TERRNo1 6x6 S3 s objemem korby 9 m³.

Měření časů cyklů rypadla UDS 214 probíhalo tak, že se pomocí stopek měřily časy jednotlivých cyklů rypadla, které byly zapisovány do připravené tabulky naměřených hodnot. Dále byl z tohoto měření pořizován videozáznam. Pro potřeby tohoto měření bylo zapotřebí dvou lidí. Jeden měřil stopkami časy jednotlivých pracovních cyklů rypadla a zapisoval je do tabulky naměřených hodnot a druhý člověk měl na starost tvorbu videozáznamu. Z takto naměřených hodnot byla poté vypočítána průměrná hodnota času pracovního cyklu rypadla UDS 214 ve stavu před provedenou inovací hydraulického systému. Pořízený videozáznam z provedeného měření byl poté analyzován pomocí softwaru Windows Media Player pro přehrávání videí na počítači a byly z něj pomocí stopek doměřeny časy jednotlivých činností, které spolu tvoří jeden pracovní cyklus rypadla. Při měření průměrného času pracovního cyklu bylo postupováno přesně podle znění normy pro teoretický pracovní cyklus rypadla a to dle normy ČSN 27 7003. Tato norma již bohužel není v České republice platná a byla zrušena bez adekvátní náhrady, ale i přes tento fakt byla použita, protože se jedná o exaktní postup, který je možné opakovat.

Během měření časů pracovních cyklů konalo rypadlo UDS 214 podle normy ČSN 27 7003 následující činnosti, které spolu utváří jeden pracovní cyklus:

- výchozí poloha (lopata vyklopena na maximální úhel vyklopení a v polovině hloubkového dosahu, zuby nebo řeznou hranou opřena o protější stranu těžební jámy),
- rýpání a nabírání horniny (lopata rypadla UDS 214 se musí naplnit na jmenovitý objem 0,63 m³) viz obrázek č. 12,
- zvednutí lopaty do výsypané výšky (minimálně 3,5 m),
- otočení otočného svršku rypadla UDS 214 (s plnou lopatou o 90°),
- vysypání horniny do korby o objemu 9 m³ odvozního prostředku Tatra 815 TERRNo1 6x6 S3 (při výsypaném úhlu 45°),
- otočení otočného svršku rypadla UDS 214 (zpět o 90°),
- spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy).

Obrázek 12 Činnost rýpání a nabírání horniny během měření časů pracovních cyklů – ve stavu před provedenou inovací hydraulického systému rypadla UDS 214



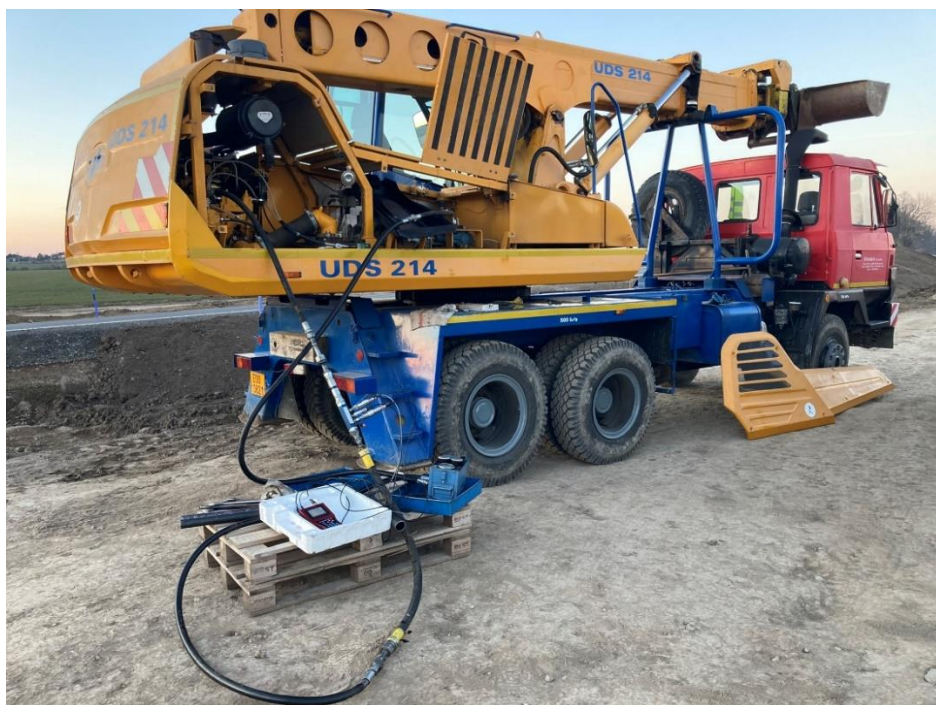
4.3.1 Měření času cyklu rypadla po inovaci hydraulického systému

Měření průměrného času pracovního cyklu rypadla UDS 214 po provedené inovaci hydraulického systému se opět provádělo v zemině II. třídy dle normy ČSN 73 6133. Do této třídy těžitelnosti, jak již bylo uvedeno v metodice pro toto měření, patří jemnozrnné zeminy tuhé konzistence například ornice, hlína, prachovitá hlína, písčité hlína a rašelina. Měření časů pracovních cyklů rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému bylo provedeno v říjnu 2021 a probíhalo na stejné skládce ornice, která se nachází v blízkosti města Chrudim, aby byla zaručena stejnorodost těženého materiálu jako tomu bylo v případě prvního měření časů cyklu rypadla před provedenou inovací hydraulického systému. Při tomto měření bylo oblačno, bezvětří a teplota vzduchu byla 15 °C. Pro potřeby měření bylo použito stejné teleskopické rypadlo UDS 214 s rokem výroby 2014 jako tomu bylo v případě měření časů cyklů rypadla před inovací hydraulického systému, které se uskutečnilo v září roku 2019. Jedná se tedy o identické rypadlo, pro které byla navržena a poté také prakticky provedena inovace hydraulického systému. V době tohoto měření mělo dané teleskopické rypadlo odpracováno 6943 motohodin. To znamená, že měření časů cyklů rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému bylo provedeno po odpracování 823 motohodin od momentu inovace hydraulického systému rypadla, která proběhla v říjnu roku 2020. Dané teleskopické rypadlo UDS 214 obsluhoval stejný strojník jako v předchozím měření časů pracovních cyklů rypadla ve stavu před inovací hydraulického systému. Tento strojník měl v době realizace tohoto měření již dvanácti letou praxi s prací na teleskopických rypadlech UDS 214. Pro toto měření byla použita stejná pracovní lopata rypadla o jmenovitém objemu 0,63 m³, která měla stejný stupeň opotřebení, jako tomu bylo při předchozím měření. Při měření bylo opět změřeno třicet pracovních cyklů rypadla, které následovaly chronologicky za sebou, jako tomu bylo v předchozím případě a použitým odvozním prostředkem byla opět Tatra 815 TERRNo1 6x6 s objemem korby 9 m³. Při měření časů cyklů rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému bylo postupováno podle stejné metodiky a s ohledem na faktory ovlivňující výkonnost rypadla jako tomu bylo i v případě měření časů pracovních cyklů rypadla UDS 214 ve stavu před inovací hydraulického systému.

4.4 Metodika stanovení energetických ztrát v hydraulických obvodech rypadla UDS 214

U každého měřeného hydraulického obvodu bylo prováděno měření nejdříve mezi axiálním pístovým čerpadlem a hydraulickým rozvaděčem. Následně bylo prováděno měření v hydraulickém vedení mezi hydraulickým rozvaděčem a spotřebičem. Pod pojmem spotřebič je označován hydraulický válec nebo dvojice hydraulických válců nebo také rotační hydromotor.

Obrázek 13 Zapojení analogového měřidla OTC H50 a digitálního měřidla Hydrotechnik MultiSystem 5060 do měřeného hydraulického obvodu

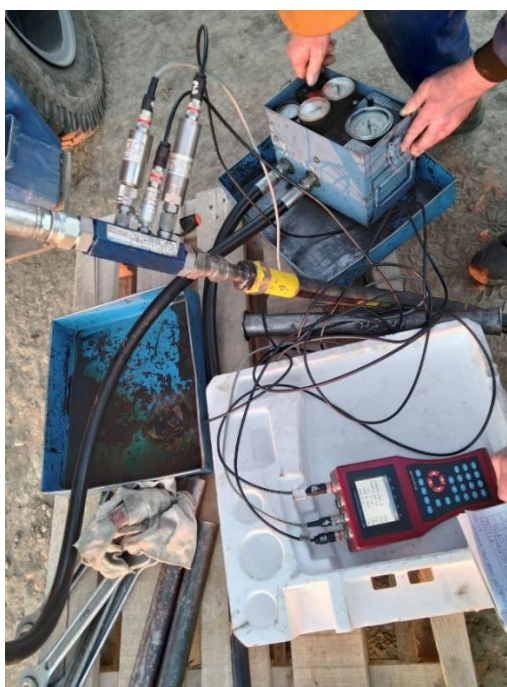


Zdroj: (Juza & Hermanek, 2022)

Při měření byla použita dvě sdružená měřidla, viz obrázek č. 13. Jedno digitální od firmy Hydrotechnik GmbH s označením MultiSystem 5060 (Hydrotechnik GmbH, 2023) a druhé analogové od firmy Owatonna tool company s označením OTC H50 (Bosch Automotive Service Solutions INC, 2023). Obě sdružená měřidla umožňují měřit tlak (0 – 40 MPa), průtok ($0 - 200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) a teplotu (0 – 120 °C) hydraulického oleje v daném hydraulickém obvodu. Po připojení sdružených měřidel do měřeného hydraulického obvodu probíhalo měření následujícím způsobem.

- Nastavit otáčky spalovacího motoru John Deere 4045 na 1600 min^{-1} .
 - Pomocí ovládacího joysticku v kabině nastavit do pracovní polohy šoupátko rozvaděče pro příslušný pohyb daného hydromotoru.
 - Zatěžovat hydraulický obvod pomocí škrtícího ventilu na analogovém měřidle OTC H50 na předem určený tlak a v rozsahu pracovních teplot hydraulické kapaliny ($30 - 55 \text{ }^\circ\text{C}$).
 - Pomocí digitálního měřidla Hydrotechnik MultiSystem 5060 zaznamenat do jeho paměti hodnoty tlaku a průtoku hydraulického oleje. Aktuální teplotu hydraulického oleje a frekvenci otáčení spalovacího motoru zaznamenat do připravených tabulek.
- Detail zapojení obou sdružených měřidel při prováděném měření je uveden na obrázku 14.

Obrázek 14 *Detail zapojení analogového měřidla OTC H50 a digitálního měřidla Hydrotechnik MultiSystem 5060 při prováděném měření*



Zdroj: (Juza & Hermanek, 2022)

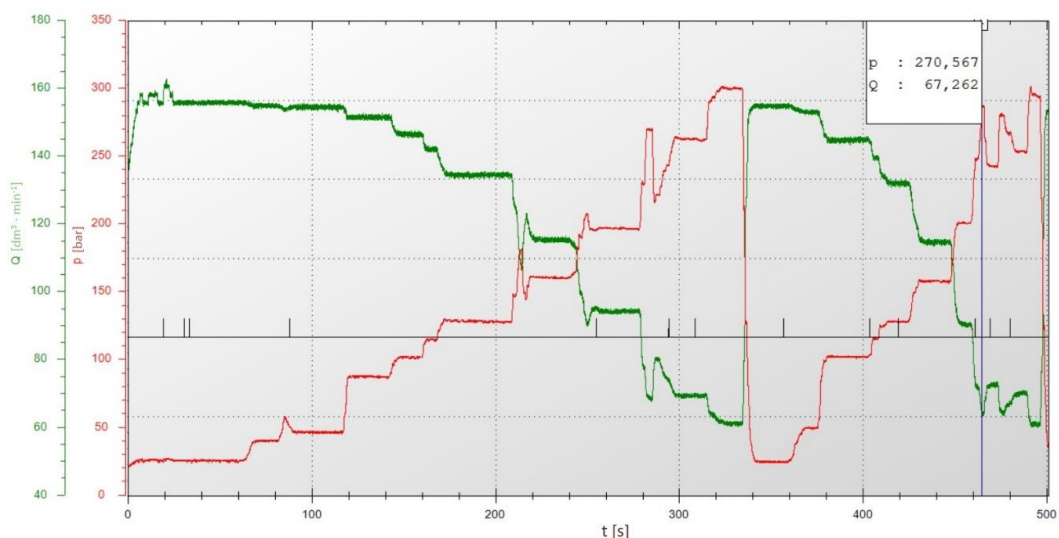
Při měření hydraulických obvodů mezi čerpadlem a rozvaděčem byla konečná hodnota nastavovaného tlaku 27 MPa a při měření hydraulických obvodů mezi rozvaděčem a spotřebičem byla tato hodnota 26 MPa s výjimkou hydraulického obvodu výsuvu vnitřního teleskopického ramene kde byla koncová hodnota nastavovaného tlaku 16 MPa , protože je na tuto hodnotu seřízen pojistný tlakový ventil v tomto hydraulickém obvodu. Při výpočtech u hydraulických obvodů mezi čerpadlem a rozvaděčem se počítalo s naměřenou hodnotou

průtoku hydraulického oleje při tlaku 27 MPa, protože byl předpoklad, že při měření a simulaci zátěže na konci hydraulického obvodu při maximálním tlaku 26 MPa dojde k nárůstu tlaku hydraulického oleje na výstupu z čerpadla.

4.4.1 Měření hydraulického obvodu mezi čerpadlem a rozvaděčem

Pro všechny měřené hydraulické obvody je zdrojem tlakového hydraulického oleje u teleskopického rypadla UDS 214 axiální pístové dvoučerpadlo. Při měření hydraulických obvodů otoče nástavby a výsuvu teleskopického výložníku se přívodní hydraulická hadice do obou sdružených měřidel připojila na výtlak levé strany axiálního pístového čerpadla. Výstupní hydraulická hadice z analogového měřidla OTC H50 se připojila na levý přívod do hydraulického rozvaděče. Při měření hydraulických obvodů zdvihu výložníku a otevírání a zavírání nástroje se přívodní hydraulická hadice do obou sdružených měřidel připojila na výtlak pravé strany axiálního pístového dvoučerpadla. Výstupní hydraulická hadice z analogového měřidla OTC H50 se připojila na pravý přívod do hydraulického rozvaděče. Při těchto měření je nutné po nastartování motoru John Deere 4045 dát ovládací joystick pro příslušný pohyb pracovního nástroje rypadla do pracovní polohy, aby došlo k naklopení klopné desky měřeného čerpadla a tím pádem k maximální dodávce hydraulického oleje. Graficky zpracovaná závislost průtoku (zeleně) a tlaku (červeně) hydraulického oleje v konkrétním hydraulickém obvodu softwarem Hydrotechnik je uvedena na obrázku 15.

Obrázek 15 Graficky zpracovaná závislost průtoku (zeleně) a tlaku (červeně) hydraulického oleje v závislosti na čase v hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla softwarem Hydrotechnik (měřeno na axiálním pístovém čerpadle Bosch Rexroth A8VO107)



4.4.2 Měření hydraulického obvodu mezi rozvaděčem a spotřebičem

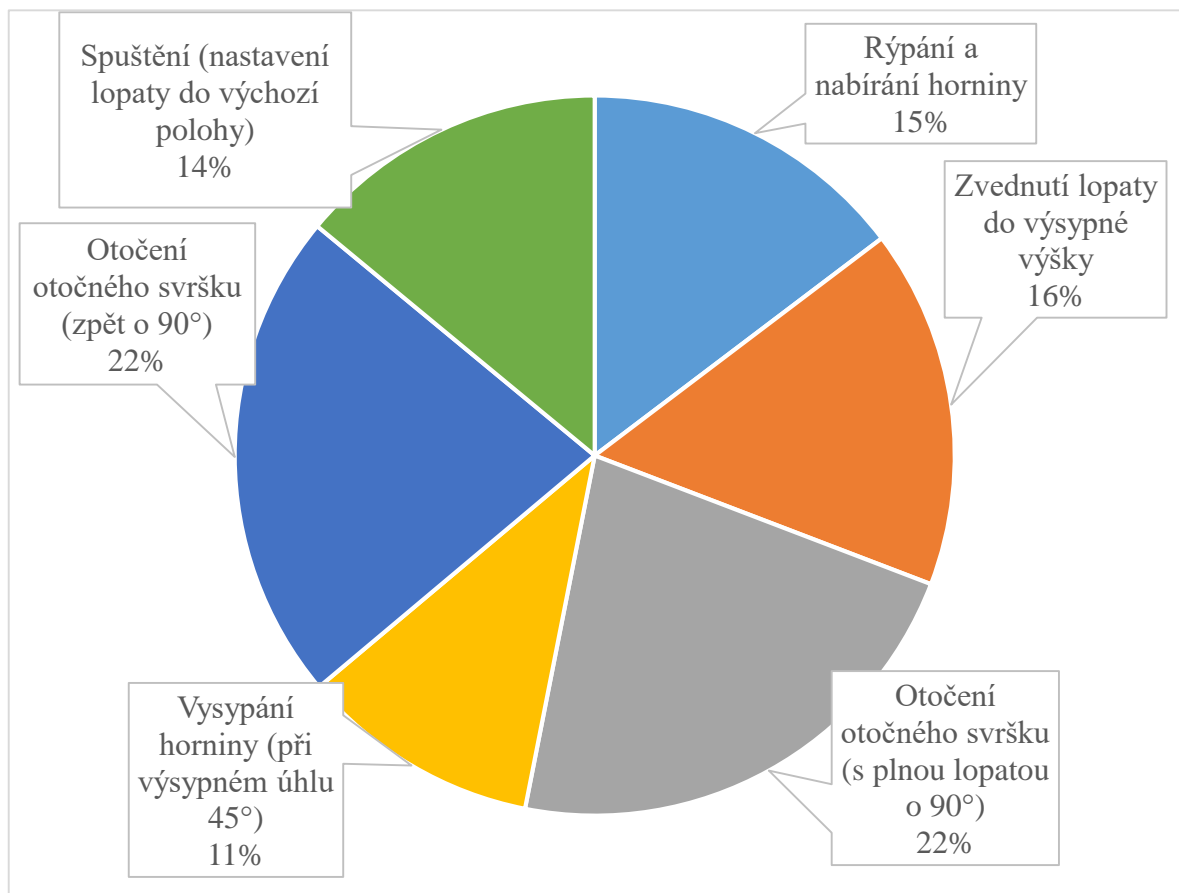
Při měření v hydraulickém obvodu mezi rozvaděčem a spotřebičem se sdružená měřidla připojovala do hydraulického obvodu místo spotřebiče. Místo přímočarých nebo rotačních hydromotorů. Přívodní hadice do sdružených měřidel se zapojovala na přívodní vedení do spotřebiče a výstupní hydraulická hadice z analogového měřidla se zapojovala do zpětného vedení od spotřebiče.

5 Výsledky

5.1 Naměřené hodnoty a stanovení výkonnosti rypadla před inovací hydraulického systému

Dílní časy cyklu jsou uvedeny v tabulce 7. Obrázek 16 představuje grafické znázornění procentuálního podílu jednotlivých částí pracovního cyklu rypadla.

Obrázek 16 Procentuální podíl jednotlivých činností z průměrného času pracovního cyklu rypadla UDS 214 – ve stavu před inovací hydraulického systému



Z grafu (obrázek č. 16) vyplývá, že rypadlo UDS 214 při měření průměrného času pracovního cyklu spotřebovalo průměrně:

- 11 % času cyklu pro vysypání horniny,
- 14 % času cyklu pro spuštění lopaty do výchozí polohy,
- 15 % času cyklu pro rýpání a nabírání horniny,
- 16 % času pro zvedání do výsypné výšky a
- 2 x 22 % času pro otáčení otočného svršku s plnou i prázdnou lopatou.

Tabulka 7 Naměřené časy pracovního cyklu rypadla UDS 214 při jednotlivých opakování
– ve stavu před inovací hydraulického systému

Pořadí cyklu	Rypání a nabírání horniny [s]	Zvednutí lopaty do výsypné výšky [s]	Otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) [s]	Vysypání horniny (při výsypném úhlu 45°) [s]	Otočení otočného svršku (zpět o 90°) [s]	Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) [s]	Celkový čas cyklu [s]
1	3,81	5,18	6,28	2,95	6,06	4,45	22,35
2	3,85	4,35	6,60	2,76	6,48	4,61	22,25
3	3,76	4,66	6,32	3,00	6,45	4,70	22,03
4	4,71	5,43	6,40	3,31	6,31	3,90	25,63
5	4,93	5,66	7,37	3,36	6,10	3,75	25,07
6	4,46	5,13	6,03	3,45	6,53	4,03	24,47
7	4,90	4,35	6,01	3,90	7,13	4,90	27,90
8	4,75	4,92	6,46	3,78	7,03	4,91	27,30
9	5,03	4,60	6,90	3,96	7,55	4,81	26,40
10	5,03	4,73	6,63	3,63	7,06	4,68	26,35
11	5,05	5,01	6,51	3,61	6,98	4,75	26,16
12	4,83	4,88	6,96	3,70	7,35	4,56	26,22
13	4,68	4,25	6,31	3,18	6,06	3,88	24,11
14	4,48	4,38	6,33	3,58	6,20	3,81	23,80
15	4,78	4,35	6,53	3,43	6,06	3,96	24,23
16	4,08	4,00	6,15	2,61	5,85	3,55	22,05
17	4,13	4,11	6,35	2,86	6,00	3,60	22,80
18	4,05	4,27	6,33	2,55	5,98	3,61	22,41
19	4,25	5,05	6,48	2,77	6,10	3,73	21,95
20	4,40	5,00	6,46	2,55	6,03	3,48	21,98
21	4,08	5,00	6,36	2,90	6,05	3,72	22,06
22	3,28	4,43	6,62	3,18	6,71	3,77	21,71
23	3,56	4,73	6,11	3,01	6,18	3,88	21,82
24	3,70	4,35	6,25	3,09	6,58	3,90	21,76
25	3,51	4,11	6,28	2,78	6,11	4,06	22,36
26	3,71	4,36	6,10	3,15	6,40	3,93	22,72
27	3,83	4,53	6,61	2,60	6,08	3,80	22,57
28	3,95	5,28	6,91	2,75	6,41	4,08	22,22
29	4,28	5,06	6,83	2,68	6,32	3,50	22,28
30	4,01	4,20	6,53	2,78	6,30	3,61	22,13
Průměrné časy [s]	4,262	4,679	6,467	3,129	6,415	4,064	23,570

Tabulka 8 Zadané a změřené hodnoty pro výpočet výkonnosti rypadla UDS 214

Průměrná doba pracovního cyklu rypadla UDS 214 získaná měřením	t = 23,57 s
Objem pracovní lopaty rypadla UDS 214	V = 0,63 m³

Poté, co byla známa hodnota objemu pracovní lopaty rypadla UDS 214 a byla vypočítána hodnota aritmetického průměru doby pracovního cyklu rypadla (tabulka 8), bylo možné podle vzorce (1) vypočítat teoretickou výkonnost rypadla UDS 214 v jeho provozně technickém stavu po odpracování 5438 motohodin.

Po dosazení do vzorce vyšla hodnota teoretické výkonnosti $Q_t = 96,23 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Tabulka 9 Vybrané koeficienty z tabulek 1–5 pro výpočet provozní výkonnosti

Koeficient plnění lopaty k_p	0,99
Koeficient kvalifikace obsluhy k_o	1,1
Koeficient úhlu otáčení k_u	1,08
Koeficient opotřebení lopaty k_n	0,9
Koeficient poměru objemu lopaty a objemu korby odvozního prostředku k_i	0,96

Při výpočtu provozní výkonnosti rypadla UDS 214 ve stavu před inovací hydraulického systému byla do vzorce (2) dosazena hodnota teoretické výkonnosti a výše uvedených koeficientů (tabulka 9). Výpočtem bylo zjištěno, že teleskopické rypadlo UDS 214 má v originálním stavu hydraulického systému a v daném provozně technickém stavu po odpracování 5438 motohodin provozní výkonnost $Q_p = 97,79 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

5.2 Naměřené hodnoty a stanovení energetických ztrát hydraulických obvodů rypadla před inovací hydraulického systému

Pro výpočet energetických ztrát bylo nejdříve nutné změřit všechny potřebné geometrické rozměry daného hydraulického obvodu (vnitřní průměr hadic, potrubí a délku vedení) na rypadle UDS 214 na kterém bylo prováděno měření. Ze schémat jednotlivých hydraulických obvodů a po nastudování hydraulických obvodů přímo na rypadle UDS 214, na kterém probíhalo měření, byly určeny jednotlivé prvky řazené v sérii. Dále byly naměřeny výkonové parametry jednotlivých hydraulických obvodů (tabulka 10 a příloha 1).

Tabulka 10 Naměřené hodnoty v hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 – měřeno na axiálním pístovém čerpadle Bosch Rexroth A8VO107

p [MPa]	Q [dm³ · min⁻¹]	t [°C]	n [min⁻¹]
0	155,1	43	1600
5	154,2	44	1596
10	145,3	46,2	1585
13	133,1	49	1581
16	114	53	1578
20	93,2	54,1	1574
27	67,2	55,3	1570

Kde:

p – nastavený měřený tlak hydraulického oleje škrticím ventilem sduženého měřidla OTC H50 [MPa],

Q – naměřený průtok hydraulického oleje digitálním měřidlem Hydrotechnik MultiSystem 5060 [dm³ · min⁻¹],

t – změřená teplota hydraulického oleje digitálním měřidlem Hydrotechnik MultiSystem 5060 [°C],

n – změřené otáčky motoru John Deere 4045 digitálním otáčkoměrem v kabině strojníka [min⁻¹].

Když byly známy hodnoty průtoků hydraulického oleje v daných hydraulických obvodech a průměry hydraulických hadic a hydraulického potrubí, tak poté mohla být analogií ze vzorce (10) vypočítána rychlost proudění hydraulického oleje. Následně byla tato hodnota rychlosti proudění hydraulického oleje pro jednotlivé úseky hydraulických obvodů

společně s kinematickou viskozitou hydraulického oleje a vnitřním průměrem hydraulického vedení dosazena do vzorce (12). Tímto výpočtem bylo stanoveno Reynoldsovo kritérium pro jednotlivé úseky hydraulických obvodů, ve kterých bylo prováděno měření a za pomoci tohoto výpočtu bylo ověřeno, že se v každém měřeném úseku hydraulických obvodů rypadla UDS 214 jedná o oblast laminárního proudění. Následně byly podle vzorců (13) a (14) dopočítány součinitele délkových ztrát pro hydraulické hadice a hydraulická potrubí. Poté již mohly být podle vzorce (19) stanoveny ztrátové tlaky v přímém vedení pro hydraulické hadice a pro hydraulická potrubí. Výsledná hodnota ztrátových tlaků v přímém vedení pro hydraulické hadice rypadla UDS 214 je uvedena v tabulce 11. Vypočítané hodnoty ztrátových tlaků v přímém vedení pro hydraulická potrubí rypadla UDS 214 jsou uvedeny v tabulce 12.

Tabulka 11 Tlakové ztráty v přímém vedení před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 pro hydraulické hadice

Stav	Před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214								
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje			Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku	
	A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HM Poclair	A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HV zdvih	A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HV nástroj		A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HV výsuv
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,12	0,43	1,295	0,575	1,27	0,69	0,69	1,14	0,65
d [mm]	25	16	25	25	25	16	25	25	25
S [mm ²]	490,87	201,06	490,87	490,87	490,87	201,06	490,87	490,87	490,87
v [m·s ⁻¹]	2,28	2,14	2,64	1,17	2,59	3,43	1,41	2,32	1,32
Re [-]	1358	815	1570	697	1540	1307	837	1382	788
λ [-]	0,058905	0,098193035	0,0509447	0,114736427	0,051947595	0,061192761	0,095613689	0,057871444	0,101497609
l [mm]	p _z [kPa]								
410				1,16			1,39		1,31
450		5,68							
490	2,70							2,75	
660			4,21		4,13				
830		10,48				16,82			
1450				4,11					
1600	8,83		10,21	4,53	10,01			8,99	
1850									5,93
4300						87,16			

Tabulka 12 Tlakové ztráty v přímém vedení před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 pro hydraulická potrubí

Stav	Před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214						
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku	Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku	
	A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HM Poclair	7M8-22/ HV zdvih	7M8-22/ HV nástroj		A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HV výsuv
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,12	0,43	0,575	0,69	0,69	1,14	0,65
d [mm]	28	22	28	22	18	28	22
S [mm ²]	615,75	380,13	615,75	380,13	254,47	615,75	380,13
v [m·s ⁻¹]	1,82	1,13	0,93	1,82	2,71	1,85	1,71
Re [-]	1213	593	623	951	1162	1234	896
λ [-]	0,052778757	0,108012339	0,102803839	0,067312037	0,055073485	0,051852813	0,071454317
l [mm]	Pz [kPa]						
60			0,09				
100			0,14	0,45			
110			0,16				0,47
130		0,37					
140			0,20				
170							0,73
200							0,85
210		0,59					
220							0,94
250				1,13			
340				1,54			
450		1,27					
600							2,56
980	2,75					2,80	
1110							4,74
1150				5,22			
1250			1,80				
1610							6,88
4000					40,49		

Dále bylo potřeba spočítat tlakové ztráty v místních odporech hydraulických obvodů. Jimiž jsou šroubení (spojka hadice a ocelového potrubí nebo hrdlo do rozvaděče) dále koleno 90° nebo pojistný ventil a také rozvodné šoupátko rozvaděče. Když byly známy hodnoty součinitele místních odporů, které se vyskytují v hydraulických obvodech rypadla UDS 214, hustoty použitého hydraulického oleje a rychlosti proudění hydraulického oleje, tak poté mohl být podle vzorce (21) vypočítán ztrátový tlak v místních odporech hydraulických obvodů rypadla UDS 214. Hodnota hustoty použitého hydraulického oleje je uvedena v tabulce 13. Hodnoty součinitelů místních odporů jsou uvedeny v tabulce 14. Výsledné tlakové ztráty v místních odporech hydraulických obvodů rypadla UDS 214 jsou uvedeny v tabulkách 15, 16 a 17.

Tabulka 13 Tabulkové hodnoty použitého hydraulického oleje ISO VG 46

Hustota při 15 °C	$\rho = 900 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Kinematická viskozita při 40 °C	$\nu = 42 \text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$

Tabulka 14 Součinitele místních odporů v hydraulickém obvodu

Součinitele místního odporu	ξ [-]
Šroubení (spojka hadice a ocelového potrubí nebo hrdlo do rozvaděče)	0,10
Koleno 90°	1,27
Pojistný ventil	2,00
Rozvodné šoupátko rozvaděče	4,00

Zdroj: (Pivoňka et al., 1987)

Tabulka 15 Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 1

Stav	Před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214									
	Hydraulický obvod otoče nástavby					Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku				
	A8VO107/ 7M8-22			7M8-22/ HM Poclairn		A8VO107/ 7M8-22		7M8-22/ HV zdvih		
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,12	1,12	1,12	0,43	0,43	1,295	1,295	0,575	0,575	
d [mm]	22	25	28	16	22	22	25	25	28	
S [mm ²]	380,13	490,87	615,75	201,06	380,13	380,13	490,87	490,87	615,75	
v [m.s ⁻¹]	2,95	2,28	1,82	2,14	1,13	3,41	2,64	1,17	0,93	
ξ [-]	p _z [kPa]									
0,1		0,23	0,15	0,21	0,06		0,31	0,062	0,04	
1,27		2,98	1,89	2,61	0,73		3,98	0,78	0,50	
2		4,69	2,98	4,12	1,15		6,26	1,23	0,78	
4	15,63					20,89				

Tabulka 16 Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 2

Stav	Před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214						
	Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje						
	A8VO107/ 7M8-22			7M8-22/ HV nástroj			
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,27	1,27	0,69	0,69	0,69	0,69	
d [mm]	22	25	16	18	22	25	
S [mm ²]	380,13	490,87	201,06	254,47	380,13	490,87	
v [m.s ⁻¹]	3,34	2,59	3,43	2,71	1,82	1,41	
ξ [-]	p _z [kPa]						
0,1		0,30	0,53	0,33	0,15	0,09	
1,27		3,83	6,73	4,20	1,88	1,13	
2		6,02	10,60	6,62	2,97	1,78	
4	20,09						

Tabulka 17 Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 3

Stav	Před inovací hydraulického systému rypadla UDS 214				
	Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku				
	A8VO107/ 7M8-22			7M8-22/ HV výsuv	
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,14	1,14	1,14	0,65	0,65
d [mm]	22	25	28	22	25
S [mm ²]	380,13	490,87	615,75	380,13	490,87
v [m·s ⁻¹]	3,00	2,32	1,85	1,71	1,32
ξ [-]	p _z [kPa]				
0,1		0,24	0,15	0,13	0,08
1,27		3,08	1,96	1,67	1,00
2		4,85	3,08	2,63	1,58
4	16,19				

Tabulka 18 Výrobce udávané hodnoty axiálního pístového dvoučerpada Bosch Rexroth A8VO107

Průtoková účinnost η_v	0,94
Mechanicko hydraulická účinnost η_{mh}	0,87
Maximální geometrický objem V_g	2 x 0,107 dm ³
Příkon čerpadla P	87 kW

Zdroj: (Bosch Rexroth AG, 2021)

Výrobce udávané hodnoty pro axiální pístové dvoučerpadlo Bosch Rexroth A8VO107 jsou uvedeny v tabulce 18.

Pro jednotlivé měřené hydraulické obvody byly vytvořeny tabulky s vypsáními prvky, které jsou řazeny v sérii od axiálního pístového čerpadla přes rozvaděč až po vstup tlakového hydraulického oleje do spotřebiče. V každé tabulce je vždy uveden název prvku v hydraulickém obvodu, počet kusů, vypočtená hodnota ztrátového tlaku p_z a nakonec vypočítaný ztrátový výkon prvku P_z . U všech prvků v hydraulickém obvodu kromě čerpadla je nutné určit tlakové ztráty. Tyto tlakové ztráty v jednotlivých prvcích hydraulického obvodu po vynásobení daným změřeným průtokem v daném úseku hydraulického obvodu reprezentují ztrátový výkon prvku v tlakovém vedení hydraulického obvodu. U čerpadla je nutné vypočítat přímo ztrátový výkon. Po sečtení těchto jednotlivých ztrátových výkonů bude získán celkový ztrátový výkon hydraulického obvodu v tlakovém vedení.

Geometrické objemy axiálního pístového dvoučerpada A8VO107 byly dopočteny podle vzorce (22). V případě hydraulického obvodu otoče nastavby rypadla UDS 214 byl geometrický objem tohoto čerpadla $0,0454 \text{ dm}^3$. Teoretické průtoky axiálního pístového čerpadla v jednotlivých hydraulických obvodech teleskopického rypadla UDS 214 byly vypočteny pomocí vzorce (23). Pro již zmíněný hydraulický obvod otoče nastavby byl teoretický průtok axiálního pístového čerpadla $1,188 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Celková účinnost axiálního pístového dvoučerpada v jednotlivých hydraulických obvodech byla vypočtena podle vzorce (24). Pro hydraulický obvod otoče nastavby ve stavu před provedenou inovací hydraulického systému byla vypočítaná účinnost axiálního pístového čerpadla 81,95 %. Jako poslední byl podle vzorce (25) vypočten ztrátový výkon axiálního pístového dvoučerpada v jednotlivých hydraulických obvodech. Ztrátový výkon axiálního pístového čerpadla A8VO107 byl v hydraulickém obvodu otoče nastavby 7,852 kW. Pro stanovení celkové výkonové ztráty jednotlivých hydraulických obvodů bylo ještě nutné znát ztrátové tlaky pro rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22, které uvádí jeho výrobce.

Jednotlivé vypočítané nebo zjištěné ztrátové tlaky prvků, které jsou použity v hydraulických obvodech, byly pro zjištění ztrátových výkonů prvků násobeny do rozvaděče včetně naměřeným průtokem na čerpadle, který je pod tabulkou 19 uveden jako průtok Q_1 . Ztrátové tlaky prvků za rozvaděčem byly násobeny skutečným změřeným průtokem na konci tlakového vedení hydraulického obvodu před vstupem do spotřebiče a tento průtok je pod tabulkou 19 označen jako Q_2 . Tímto postupem se poté v připravených tabulkách pro každý hydraulický obvod stanovila celková výkonová ztráta v tlakovém vedení. Stanovení celkové výkonové ztráty hydraulického obvodu otoče nastavby rypadla UDS 214 před inovací hydraulického systému je uvedeno v tabulce 19. Tabulky se stanovením celkové výkonové ztráty ostatních hydraulických obvodů ve stavu před inovací hydraulického systému jsou uvedeny v příloze 3.

Tabulka 19 Stanovení celkové výkonové ztráty hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214

Hydraulický obvod otoče nástavby - před inovací hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A8VO107	1	X	7 852
Hadice Ø25 mm / 490 mm	1	2,70	3,02
Trubka Ø28 mm / 980 mm	1	2,75	3,08
koleno 90° Ø28 mm	2	3,78	4,23
šroubení Ø25 mm	1	0,23	0,26
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	8,83	9,89
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	15,63	17,51
rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22	1	630	706
Trubka Ø22 mm / 210 mm	1	0,59	0,25
Trubka Ø22 mm / 130 mm	1	0,37	0,16
Trubka Ø22 mm / 450 mm	1	1,27	0,55
koleno 90° Ø22 mm	2	1,46	0,63
šroubení Ø22 mm	1	0,06	0,03
Hadice Ø16 mm / 450 mm	1	5,68	2,44
koleno 90° Ø16 mm	1	2,61	1,12
šroubení Ø16 mm	1	0,21	0,09
Hadice Ø16 mm / 830 mm	1	10,48	4,51
šroubení Ø16 mm	1	0,21	0,09
Celková výkonová ztráta P_{zc} [W]			8 605,20

$$Q_1 = 1,12 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,43 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Když byly známy celkové výkonové ztráty jednotlivých hydraulických obvodů v tlakovém vedení, bylo ještě potřeba dopočítat jejich účinnosti. Výpočet účinnosti hydraulického obvodu v tlakovém vedení se prováděl podle vzorce (26). Pro hydraulický obvod otoče nástavby rypadla UDS 214 vyšla účinnost $\eta_{cv} = 80,22 \%$.

Porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů rypadla UDS 214 před inovací hydraulického systému je uvedeno v tabulce 20.

Tabulka 20 Porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů

Hydraulický obvod	Před inovací hydraulického systému	
	Ztrátový výkon P_{zc} [W]	Vypočítaná účinnost η_{cv} [-]
otoče nástavby	8605,20	0,802
ovládání zdvihu výložníku	8573,55	0,803
otevírání a zavírání nástroje	8695,57	0,800
výsuvu teleskopického výložníku	9520,79	0,781

5.3 Vyhodnocení provedených měření na rypadle UDS 214 ve stavu před inovací hydraulického systému

Z výsledků měření, které bylo provedeno na rypadle UDS 214 ve stavu před provedenou inovací hydraulického systému vyplývá, že hydraulický obvod s nejvyšším celkovým ztrátovým výkonem 9520,79 W a také s nejnižší vypočítanou účinností je hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku. Tento fakt je způsoben enormní délkou hydraulického vedení mezi rozvaděčem a přímočarým hydromotorem pro výsuv teleskopického výložníku. Průměrný změřený čas využívání hydraulického obvodu pro ovládání výsuvu teleskopického výložníku je v celkovém změřeném průměrném času cyklu rypadla UDS 214 zastoupen ve dvou činnostech. A to konkrétně v činnosti rypání a nabírání horniny a také v činnosti spuštění a nastavení lopaty do výchozí polohy. Tyto dvě činnosti tvoří v celkovém průměrném času cyklu rypadla pouze 29 %. Z toho tedy vyplývá, že zde není příliš velký prostor pro možné inovace tohoto hydraulického systému, které by ve svém důsledku vedly k markantnímu navýšení provozní výkonnosti rypadla UDS 214.

Daleko zajímavěji se z tohoto pohledu jeví hydraulický obvod pro ovládání otoče nástavby rypadla UDS 214, který má třetí nejvyšší ztrátový výkon a to 8605,20 W. V porovnání účinností hydraulických obvodů rypadla UDS 214 je zmíněný hydraulický obvod otoče nástavby rypadla také na třetím místě s hodnotou účinnosti 0,802. Protože je procentuální podíl využití tohoto hydraulického obvodu v celkovém průměrném času cyklu rypadla v součtu 44 %, je v případě tohoto hydraulického obvodu velký potenciál k inovaci. Jeho zdařilou inovací by bylo možné docílit snížení celkového ztrátového výkonu, zkrácení průměrného času cyklu rypadla UDS 214 při těžbě zeminy a nakládce odvozního prostředku a tím pádem i k podstatnému navýšení provozní výkonnosti rypadla UDS 214.

Tento předpoklad je doprovázen faktem, že při měření průměrného času cyklu rypadla UDS 214 po provedené inovaci hydraulického obvodu ovládání otoče nástavby rypadla musí rypadlo obsluhovat minimálně stejně nebo více zkušený strojník, aby nemohlo dojít k ovlivnění naměřených výsledků rypadla. Dále je potřeba zajistit, aby byl stav rypadla UDS 214 na kterém bude provedena inovace hydraulického systému a úroveň prováděné údržby a servisu tohoto rypadla na takové úrovni, jako tomu bylo v případě rypadla UDS 214 před provedenou inovací. V neposlední řadě je potřeba teleskopické rypadlo UDS 214 ve stavu po provedené inovaci hydraulického systému při měření času cyklu rypadla vybavit základní lopatou o objemu 0,63 m³, která musí být alespoň v takové kondici, jako tomu bylo v případě rypadla před provedenou inovací hydraulického systému. Při návrhu inovace

hydraulického systému bude brán zřetel na informace a znalosti získané v rešeršní části práce, ale velký vliv na finální podobě této inovace bude mít její finanční náročnost.

5.4 Navržená a prakticky provedená inovace hydraulického obvodu ovládání otoče nástavby rypadla UDS 214

Po vyhodnocení vypočítané provozní výkonnosti z naměřených hodnot časů pracovních cyklů teleskopického rypadla UDS 214 v originálním stavu hydraulické soustavy a po vyhodnocení ztrátových výkonů jednotlivých hydraulických obvodů a jejich účinností, byl od majitele stroje, na kterém se provádělo měření, vznesen požadavek, na provedení vhodných opatření, které ve svém důsledku povedou ke zvýšení provozní výkonnosti daného rypadla.

Po vytvoření analýzy faktorů, jež ovlivňují výkonnost rypadla, která byla vyhotovena s využitím vědeckých poznatků z vědeckých publikací, byl pro tento konkrétní případ identifikován faktor technických parametrů a výbavy rypadla jako nejvhodnější pro možnost zvýšení výkonnosti tohoto konkrétního rypadla UDS 214. Tento zmíněný faktor také reprezentuje vhodně navržený hydraulický systém rypadla. Proto byl u daného teleskopického rypadla UDS 214 identifikován hydraulický systém jako slabina a přistoupilo se k jeho inovaci.

Poté, co byl měřením časů pracovních cyklů a měřením provedeným v hydraulických obvodech rypadla v originálním stavu hydraulické soustavy identifikován hydraulický obvod otoče nástavby rypadla UDS 214 jako vhodný hydraulický obvod pro inovaci, přistoupilo se tedy k inovaci tohoto hydraulického systému.

Následně byla tato skutečnost konzultována s výrobcem teleskopických rypadel, kterým je slovenská firma CSM Industry s.r.o. Největším limitujícím faktorem při návrhu inovace hydraulického systému teleskopického rypadla UDS 214 byla její cena, která šla na vrub majitele rypadla. Z toho důvodu byl ze strany majitele stroje kladen důraz na minimalizaci nákladů pro tuto inovaci. Tím bylo jasné, že nepřipadá v úvahu kompletní změna nebo výrazný zásah do hydraulického systému teleskopického rypadla UDS 214.

Dalším výrazným limitujícím faktorem při návrhu inovace hydraulického systému teleskopického rypadla UDS 214 byl výkon motoru John Deere 4045, který je v originálním stavu hydraulické soustavy stroje 94 kW a jen samotné axiální pístové dvoučerpadlo Bosch Rexroth A8VO107 má příkon 87 kW. Prvotní ideou pro samotnou inovaci hydraulického systému teleskopického rypadla UDS 214, bylo přidání třetího zdroje tlakového

hydraulického oleje, aby mohl stroj v jeden moment používat tři hydraulické obvody pro ovládání pracovních pohybů pracovního nástroje. To ale nebylo možné realizovat s aktuálním motorem rypadla, protože nedisponoval potřebným výkonem pro přidání třetího zdroje tlakového hydraulického oleje. Tento problém byl konzultován s firmou, která má zastoupení pro prodej a servis strojů John Deere na českém trhu. Díky této konzultaci bylo zjištěno, že motor John Deere 4045 má horní hranici výkonového rozpětí 129 kW a že lze úpravou nastavení řídicí jednotky motoru a výměnou vstřikovačů tohoto výkonu u stávajícího motoru dosáhnout. Následně bylo toto navýšení výkonu u stávajícího motoru rypadla UDS 214 provedeno. Poté, co byl výkon motoru navýšen, byla idea přidání třetího zdroje tlakového hydraulického oleje opět aktuální.

Jak již bylo zmíněno, byl po vyhodnocení výkonnosti rypadla, ztrátových výkonů vznikajících v jednotlivých hydraulických obvodech a jejich účinností zvolen hydraulický obvod otoče nástavby rypadla jako vhodný pro provedení inovace. Velkou výhodou bylo, že stávající axiální pístové dvoučerpadlo Bosch Rexroth A8VO107 disponovalo výstupním PTO náhonem, kam bylo možné další hydraulické čerpadlo vřadit. Když bylo jasné, že lze na rypadlo přidat další regulační axiální pístové čerpadlo bylo nutné navrhnout jeho geometrický objem s ohledem na potřebný průtok hydraulického oleje, který je nutné dodat spotřebiči, tedy stávajícímu radiálnímu rotačnímu hydromotoru Poclain, který zajišťuje otáčení nástavby rypadla a také bylo nutné vzít v potaz příkon tohoto nového čerpadla, aby byl výkon motoru dostatečný a pokryl součet příkonů stávajícího axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107 a nového čerpadla, aby bylo zajištěno, že bude možné, aby na rypadle pracovaly současně. Poté bylo vytipováno axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VO45 (obrázek 17 a 18), které má maximální geometrický objem 45 cm³, příkon 28 kW a disponovalo dostatečným maximálním průtokem hydraulického oleje, který byl potřeba pro správnou funkci rotačního hydromotoru otoče nástavby rypadla UDS 214. V momentě, kdy byl známý zdroj tlakového hydraulického oleje pro tento hydraulický obvod otoče nástavby rypadla, bylo nutné vytipovat vhodný jednosekční šoupátkový rozvaděč s dostatečnou světlostí a potřebným hydraulickým ovládním přesuvu šoupátka, jako tomu je v případě stávajícího monoblokového rozvaděče Bosch Rexroth 7M8-22, aby byla zaručena kompatibilita ovládní joystickem v kabině strojníka. Byl zvolen jednosekční tří polohový rozvaděč Bosch Rexroth 1MO-16 (obrázek 19 a 20), který disponuje světlostí 16 mm a je navržen pro přenos dostatečného průtoku hydraulického oleje, který pro svou správnou funkci potřebuje rotační hydromotor Poclain. Ve srovnání s tímto

jednosekčním rozvaděčem, který má světlost 16 mm má původní monoblokový rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22 světlost 22 mm. V momentě, kdy byl znám hydraulický rozvaděč pro nově vznikající osamostatněný hydraulický obvod otoče nástavby rypadla UDS 214, bylo podle jeho zástavbových rozměrů nutné zvolit jeho vhodné umístění v rámu stroje a bylo také nutné vytvořit a přivařit konzolu pro jeho uchycení. Když byla známa poloha na stroji nového čerpadla Bosch Rexroth A10VO45 a také nového jednosekčního rozvaděče Bosch Rexroth 1MO-16 a poloha rotačního hydromotoru Poclain byla dána, bylo možné navrhnout vhodné hydraulické vedení s dostatečnou světlostí a také s ohledem na Reynoldsův koeficient, aby bylo zaručeno, že v tomto hydraulickém obvodu bude docházet pouze k laminárnímu proudění. V další části práce byla poté vhodnost návrhu hydraulického vedení pro tento nový hydraulický obvod ověřena. Schéma tohoto nově navrženého a prakticky provedeného hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 je uvedeno na obrázku 21. Poslední částí při vyhotovení této inovace hydraulického systému byla potřeba zajistit hydraulické servo ovládání pro naklápění výkyvné desky regulačního axiálního pístového čerpadla Bosch Rexroth A10VO45 a hydraulické servo ovládání pro přesun šoupátka jednosekčního třípolohového rozvaděče Bosch Rexroth 1MO-16. Tento problém se vyřešil tak, že došlo k zaslepení vývodů sekce otoče nástavby na původním monoblokovém hydraulickém rozvaděči Bosch Rexroth 7M8-22 a do přívodů servo ovládání od joysticku z kabiny strojníka byly přidány T kusy a díky tomu bylo servo ovládání přivedeno jak k novému čerpadlu Bosch Rexroth A10VO45, tak k novému jednosekčnímu rozvaděči Bosch Rexroth 1MO-16. Po vytvoření tohoto nového osamostatněného hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 došlo ke snížení pracovního tlaku v tomto hydraulickém obvodu z původní hodnoty 26 MPa na hodnotu 24 MPa. Jak již bylo uvedeno toto konkrétní rypadlo UDS 214 na podvozku Tatra 815 vybavené mikropojezdem bylo vyrobeno v roce 2014. V říjnu roku 2020 byla na tomto rypadle provedena popsaná inovace hydraulického systému. Teleskopické rypadlo UDS 214 mělo v době provedené inovace hydraulického systému odpracováno 6120 motohodin.

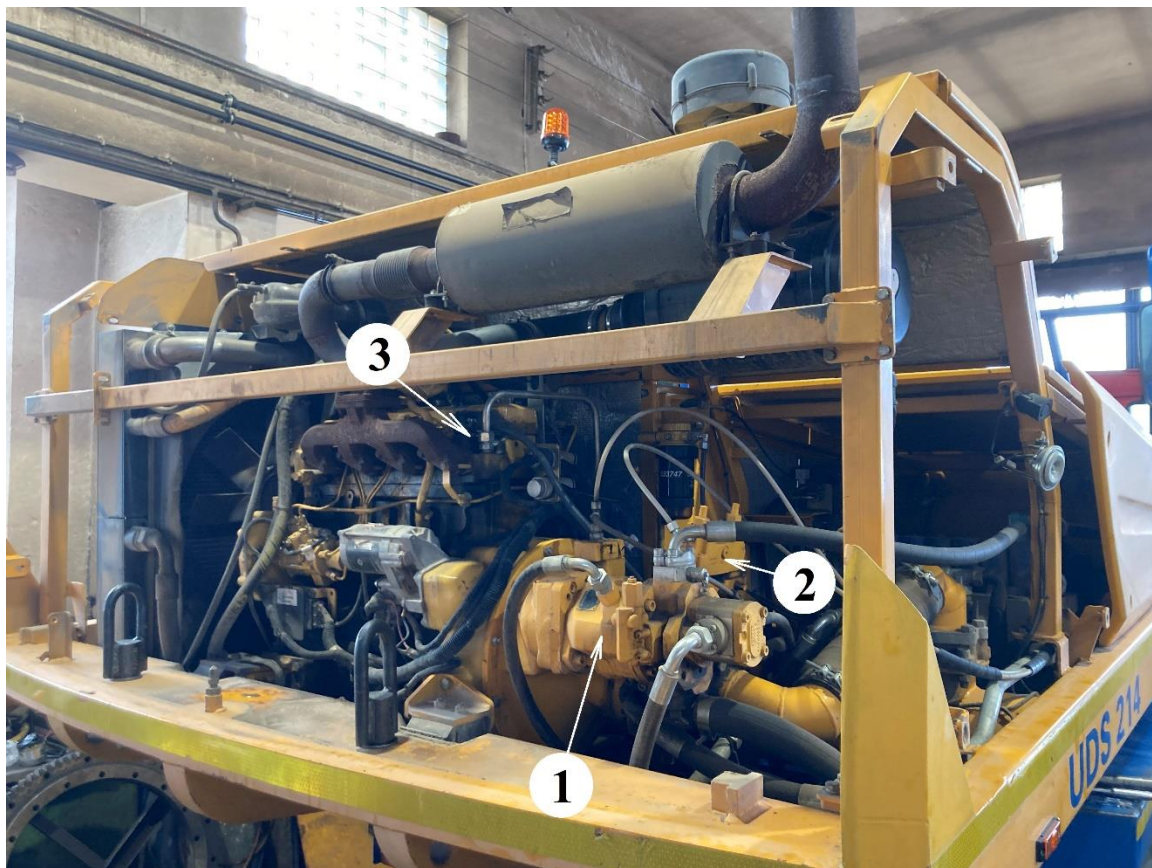
Obrázek 17 *Boční pohled na agregát teleskopického rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému*



Zdroj: (Juza & Hermanek, 2022)

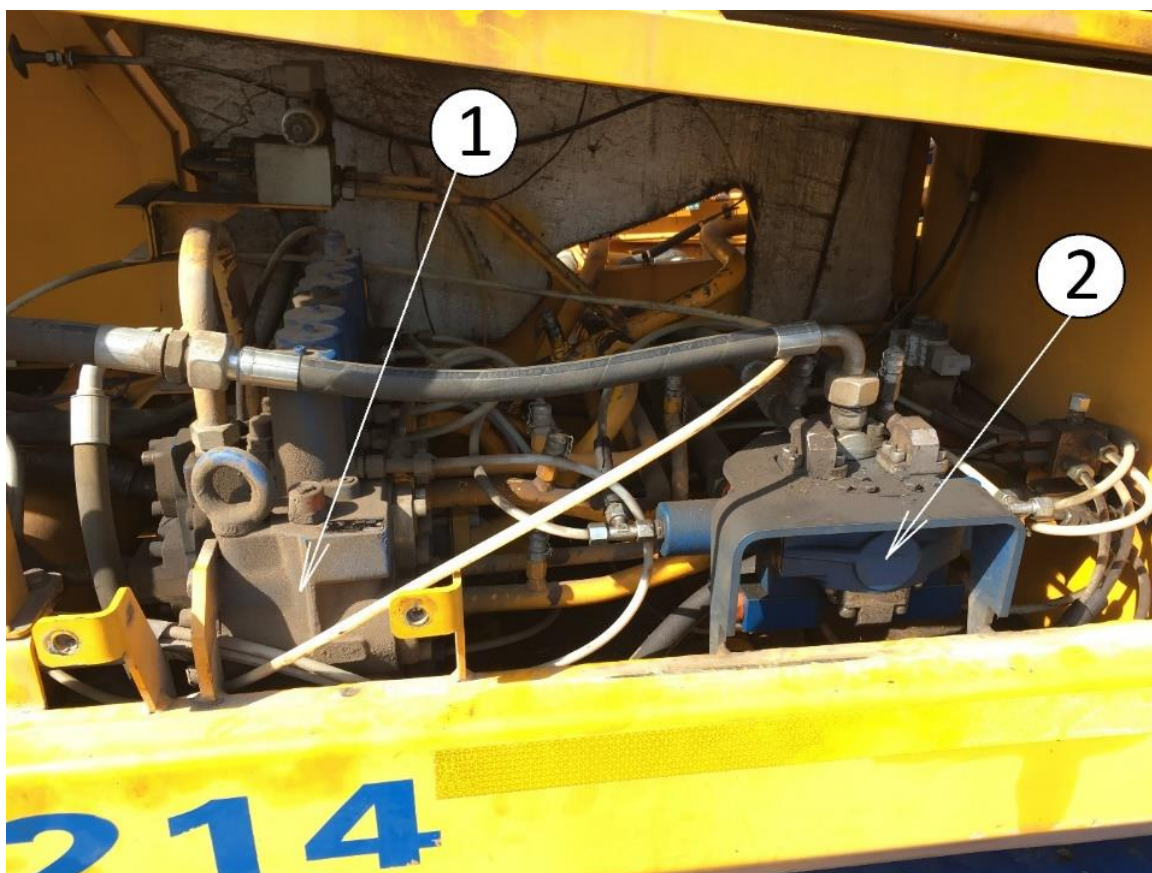
1 – motor John Deere 4045, **2** – axiální pístové dvoučerpadlo Bosch Rexroth A8VO107, **3** – přidané axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VO45 pro hydraulický obvod otoče nástavby

Obrázek 18 Zadní pohled na agregát teleskopického rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému



1 – přidané axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VO45 pro hydraulický obvod otoče nástavby, **2** – axiální pístové dvoučerpadlo Bosch Rexroth A8VO107, **3** – motor John Deere 4045

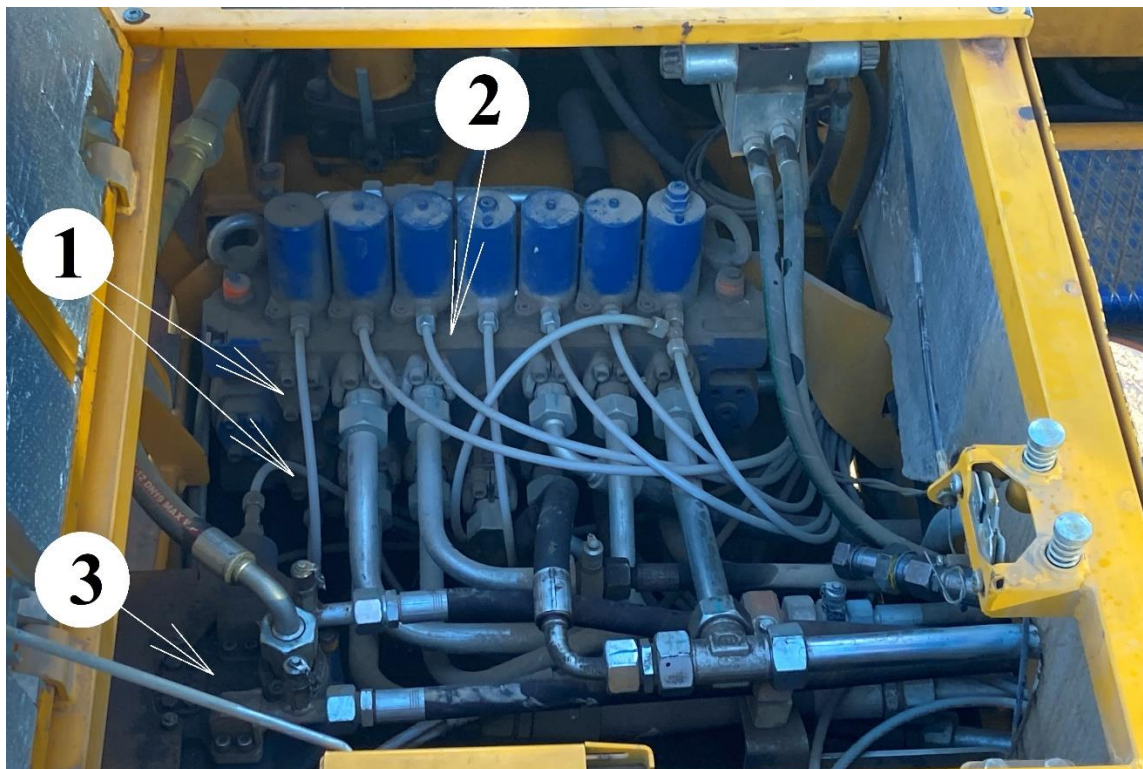
Obrázek 19 *Hydraulické rozvaděče teleskopického rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému*



Zdroj: (Juza & Hermanek, 2022)

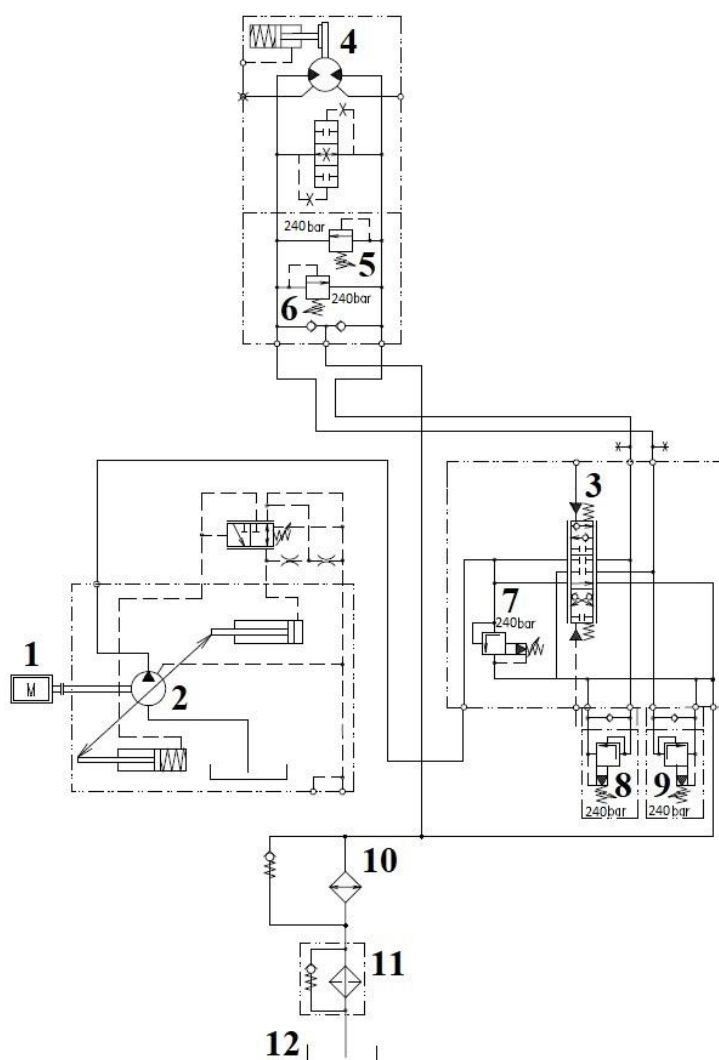
1 – sedmisekční monoblokový hydraulický rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22; **2** – přidání jednosekční hydraulický rozvaděč Bosch Rexroth 1MO-16 pro hydraulický obvod otoče nástavby

Obrázek 20 Horní pohled na hydraulické rozvaděče teleskopického rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému



1 – zaslepené vývody sekce otoče nástavby rypadla na sedmisekčním monoblokovém hydraulickém rozvaděči Bosch Rexroth 7M8-22 , **2** – sedmisekční monoblokový hydraulický rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22; **3** – přidáný jednosekční hydraulický rozvaděč Bosch Rexroth 1MO-16 pro hydraulický obvod otoče nástavby

Obrázek 21 Schéma navržené a prakticky provedené inovace hydraulického obvodu ovládání otoče nástavby rypadla UDS 214



1 – motor John Deere 4045, 2 – přidané axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VO45, 3 – přidaný jednosekční hydraulický rozvaděč Bosch Rexroth 1MO-16, 4 – rotační hydromotor Poclain, 5 – sekundární pojistný tlakový ventil, 6 – sekundární pojistný tlakový ventil, 7 – primární pojistný tlakový ventil, 8, 9 – přídavné tlakové ventily, 10 – hydraulický chladič, 11 – hydraulický čistič, 12 – hydraulická nádrž

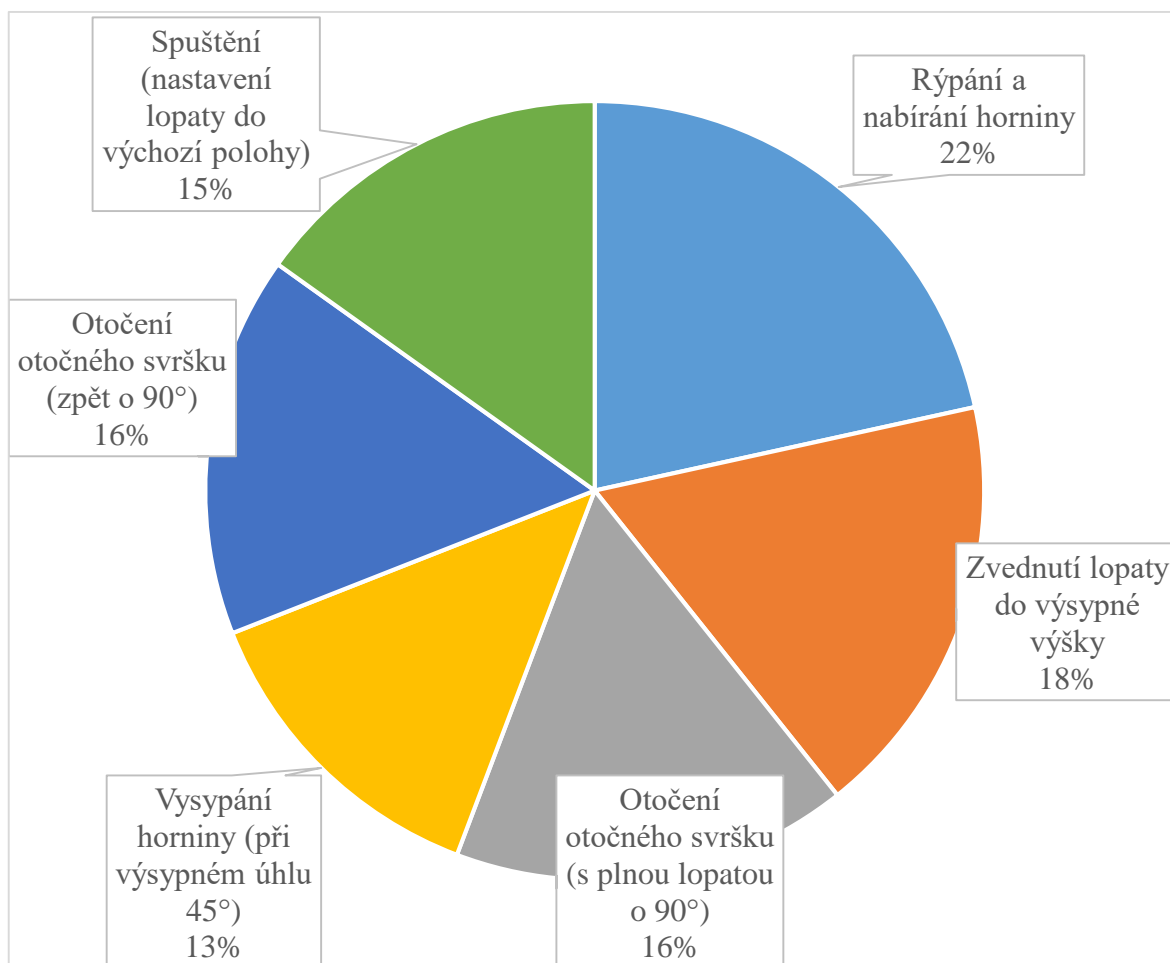
5.5 Naměřené hodnoty a stanovení výkonnosti rypadla po inovaci hydraulického systému

Po inovaci hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 byl opět změřen podle metodiky uvedené v kapitole 4 čas pracovního cyklu rypadla (tabulka 21).

Tabulka 21 Naměřené časy pracovního cyklu rypadla UDS 214 při jednotlivých opakování – ve stavu po inovaci hydraulického systému

Pořadí cyklu	Rýpání a nabírání horniny [s]	Zvednutí lopaty do výsypné výšky [s]	Otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) [s]	Vysypání horniny (při výsypném úhlu 45°) [s]	Otočení otočného svršku (zpět o 90°) [s]	Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) [s]	Celkový čas cyklu [s]
1	5,09	4,71	4,52	3,03	4,56	3,91	19,60
2	5,28	4,50	5,00	2,91	4,26	4,28	19,79
3	5,48	4,58	4,50	2,86	4,23	4,30	19,48
4	4,76	4,47	4,28	3,38	3,97	4,17	18,83
5	4,80	4,95	4,46	3,18	4,05	4,16	18,59
6	4,86	5,25	4,43	3,11	4,01	4,28	18,75
7	5,36	4,53	4,33	3,28	4,45	4,00	20,21
8	5,45	4,85	4,30	3,43	4,03	4,15	19,78
9	5,46	4,52	4,33	3,25	4,28	4,10	20,13
10	6,21	4,35	4,31	4,53	4,93	4,35	21,53
11	6,18	4,53	4,33	4,60	4,93	4,63	21,81
12	6,26	4,46	4,30	4,60	4,96	4,55	21,80
13	6,38	4,41	4,11	3,51	4,00	3,85	21,20
14	6,57	4,38	4,12	3,40	4,15	4,15	21,40
15	6,73	4,55	4,16	3,45	3,73	3,88	21,35
16	6,41	5,76	4,41	3,33	4,66	3,97	21,41
17	6,75	5,50	4,51	3,28	4,43	4,08	21,55
18	6,60	5,57	4,63	3,45	4,40	3,70	21,45
19	6,57	4,23	4,00	5,23	3,50	3,33	21,23
20	6,40	4,28	4,15	5,33	3,66	3,63	21,20
21	6,26	4,63	4,10	5,60	3,76	3,51	21,18
22	5,35	4,90	4,61	3,01	4,30	3,78	19,58
23	5,63	5,23	4,55	3,13	4,50	3,80	19,75
24	5,61	4,43	5,00	2,85	4,31	3,73	19,82
25	5,23	5,36	4,55	3,16	4,01	4,18	18,65
26	5,13	5,16	4,43	2,93	4,20	4,10	18,63
27	4,82	5,26	4,58	2,88	4,13	4,23	18,50
28	5,85	4,38	4,70	3,35	4,23	4,15	20,37
29	5,93	4,08	4,35	3,40	4,26	4,28	20,28
30	5,83	4,68	4,27	3,23	4,36	4,36	20,24
Průměrné časy [s]	5,775	4,750	4,411	3,556	4,242	4,053	20,270

Obrázek 22 Procentuální podíl jednotlivých činností z průměrného času pracovního cyklu rypadla UDS 214 – ve stavu po inovaci hydraulického systému



Z grafu (obrázek 22) vyplývá, že rypadlo UDS 214 při měření průměrného času pracovního cyklu spotřebovalo průměrně:

- 13 % času cyklu pro vysypání horniny,
- 15 % času cyklu pro spuštění lopaty do výchozí polohy,
- 2 x 16 % času pro otáčení otočného svršku s plnou i prázdnou lopatou,
- 18 % času pro zvedání do výsypné výšky a
- 22 % času cyklu pro rýpání a nabírání horniny.

Tabulka 22 Zadané a změřené hodnoty pro výpočet výkonnosti rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému

Průměrná doba pracovního cyklu rypadla UDS 214 získaná měřením	t = 20,27 s
Objem pracovní lopaty rypadla UDS 214	V = 0,63 m³

Poté co byla vypočítána hodnota aritmetického průměru doby pracovního cyklu rypadla (tabulka 22), bylo možné podle vzorce (1) vypočítat teoretickou výkonnost rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému v jeho provozně technickém stavu po odpracování 6943 motohodin.

Po dosazení do vzorce vyšla hodnota teoretické výkonnosti **Q_t = 111,89 m³·h⁻¹**.

Tabulka 23 Vybrané koeficienty z tabulek 1–5 pro výpočet provozní výkonnosti rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému

Koeficient plnění lopaty k_p	0,99
Koeficient kvalifikace obsluhy k_o	1,1
Koeficient úhlu otáčení k_ú	1,08
Koeficient opotřebení lopaty k_n	0,9
Koeficient poměru objemu lopaty a objemu korby odvozního prostředku k_i	0,96

Při výpočtu provozní výkonnosti rypadla UDS 214 ve stavu po inovaci hydraulického systému byla do vzorce (2) dosazena hodnota teoretické výkonnosti a výše uvedených koeficientů (tabulka 23). Výpočtem bylo zjištěno, že teleskopické rypadlo UDS 214 má ve stavu po provedené inovaci hydraulického systému a v daném provozně technickém stavu po odpracování 6943 motohodin provozní výkonnost **Q_p = 113,70 m³·h⁻¹**.

5.6 Statistické vyhodnocení naměřených hodnot časů cyklu rypadla UDS 214 před a po inovaci hydraulického systému

V této disertační práci byl použit Shapiro – Wilkův test (tabulka 24) jako nástroj pro hodnocení normality dat v kontextu vědeckého výzkumu věnovanému návrhu opatření ke zvýšení provozní výkonnosti rypadla UDS 214. Naměřené časy pracovního cyklu rypadla UDS 214 ve stavu před a po inovaci hydraulického systému byly statisticky analyzovány pomocí statistického softwaru IBM SPSS Statistics 29.

Tabulka 24 Shapiro-Wilkův test normálního rozdělení dat

Tests of Normality Shapiro-Wilk			
	Statistic	df	Sig.
Rýpání a nabírání horniny před inovací	0,950	30	0,17422
Zvednutí lopaty do výsypné výšky před inovací	0,952	30	0,19577
Otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) před inovací	0,937	30	0,07393
Vysypání horniny (při výsypném úhlu 45°) před inovací	0,939	30	0,08409
Otočení otočného svršku (zpět o 90°) před inovací	0,874	30	0,00203
Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) před inovací	0,877	30	0,00240
Celkový čas cyklu před inovací	0,827	30	0,00021
Rýpání a nabírání horniny po inovaci	0,937	30	0,07488
Zvednutí lopaty do výsypné výšky po inovaci	0,913	30	0,01796
Otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) po inovaci	0,946	30	0,13008
Vysypání horniny (při výsypném úhlu 45°) po inovaci	0,751	30	0,00001
Otočení otočného svršku (zpět o 90°) po inovaci	0,969	30	0,51598
Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) po inovaci	0,974	30	0,65461
Celkový čas cyklu po inovaci	0,909	30	0,01433

Vzhledem k tomu, že se jedná o menší datový soubor, byl k testování normálního rozdělení dat zvolen Shapiro-Wilkův test. S pravděpodobností 95 % ($\alpha = 5\%$) data pocházejí z normálního rozdělení pouze u Rýpání a nabírání horniny a Otáčení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) před i po inovaci (p-hodnota $> \alpha$). U ostatních proměnných data

nepochází z normálního rozdělení alespoň u jednoho z párů proměnných před či po inovaci (p -hodnota $< \alpha$). Z důvodu podmínky normality rozdělení pro použití parametrických testů, konkrétně Párového t -testu, bylo nejdříve přistoupeno k jeho neparametrické obdobě, a to k Wilcoxonovu neparametrickému testu.

Wilcoxonův test

Tabulka 25 Wilcoxonův neparametrický test

	Test Statistics ^a						
	Rýpání a nabírání horniny před inovací - Rýpání a nabírání horniny po inovací	Zvednutí lopaty do výsypné výšky před inovací - Zvednutí lopaty do výsypné výšky po inovací	Otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) před inovací - Otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) po inovací	Vysypání horniny (při výsypném úhlu 45°) před inovací - Vysypání horniny (při výsypném úhlu 45°) po inovací	Otočení otočného svršku (zpět o 90°) před inovací - Otočení otočného svršku (zpět o 90°) po inovací	Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) před inovací - Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) po inovací	Celkový čas cyklu před inovací - Celkový čas cyklu po inovací
Z	-4,741 ^b	-,378 ^b	-4,783 ^c	-2,314 ^b	-4,783 ^c	-,062 ^b	-4,782 ^c
Asymp. Sig. (2-tailed)	<,001	,705	<,001	,021	<,001	,951	<,001

a. Wilcoxon Signed Ranks Test

b. Based on negative ranks.

c. Based on positive ranks.

Wilcoxonův neparametrický test (tabulka 25) prokázal statisticky významný rozdíl v poloze naměřených dat před a po inovaci u pěti fází ze sedmi, a to:

- rýpání a nabírání horniny před a po inovaci, s pravděpodobností 99 % ($\alpha = 1$ %),
- otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) před a po inovaci, s pravděpodobností 99 % ($\alpha = 1$ %),
- vysypání horniny (při výsypném úhlu 45°) před a po inovaci, s pravděpodobností 95 % ($\alpha = 5$ %),
- otočení otočného svršku (zpět o 90°) před a po inovaci, s pravděpodobností 99 % ($\alpha = 1$ %),
- celkový čas cyklu před a po inovaci, s pravděpodobností 99 % ($\alpha = 1$ %).

Výsledky Wilcoxonova testu neprokázaly statisticky významný rozdíl v poloze dat před a po inovaci u fáze Zvednutí lopaty do výsypné výšky a Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy).

Mimo jiné tyto výsledky dokládá také Párový t -test, který došel k naprosto stejným výsledkům, jako jeho neparametrická obdoba. Tento test potvrdil, že existuje statisticky

významný rozdíl mezi průměrnými naměřenými časy před a po inovaci také u pěti výše uvedených fází.

Párový t-test

Tabulka 26 Párový t-test

Paired Samples Test										
		Paired Differences				t	df	Significance		
		Mean	Std. Deviation	Std. Error Mean	95% Confidence Interval of the Difference Lower Upper			One-Sided p	Two-Sided p	
Pair 1	Rypání a nabírání horniny před inovací - Rypání a nabírání horniny po inovaci	-1,51233	,73382	,13398	-1,78635 -1,23832	-11,288	29	<,001	<,001	
Pair 2	Zvednutí lopaty do výšpné výšky před inovací - Zvednutí lopaty do výšpné výšky po inovaci	-,07100	,73014	,13330	-,34364 ,20164	-,533	29	,299	,598	
Pair 3	Otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) před inovací - Otočení otočného svršku (s plnou lopatou o 90°) po inovaci	2,05633	,38327	,06997	1,91322 2,19945	29,387	29	<,001	<,001	
Pair 4	Vysypání horniny (při výšpném úhlu 45°) před inovací - Vysypání horniny (při výšpném úhlu 45°) po inovaci	-,42733	,88090	,16083	-,75627 -,09840	-2,657	29	,006	,013	
Pair 5	Otočení otočného svršku (zpět o 90°) před inovací - Otočení otočného svršku (zpět o 90°) po inovaci	2,17333	,42466	,07753	2,01476 2,33190	28,032	29	<,001	<,001	
Pair 6	Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) před inovací - Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) po inovaci	,01100	,41851	,07641	-,14527 ,16727	,144	29	,443	,887	
Pair 7	Celkový čas cyklu před inovací - Celkový čas cyklu po inovaci	3,30000	2,10918	,38508	2,51242 4,08758	8,570	29	<,001	<,001	

Výsledky Párového t-testu ($\alpha = 1\%$) s p-hodnotou menší než 0,001 (tabulka 26) jsou mimořádně výrazné a naznačují výskyt statisticky významných rozdílů mezi průměry sledovaných časů před a po inovaci stroje. Extrémně nízká p-hodnota značí, že pravděpodobnost, že by se tak výrazné rozdíly mezi průměry vyskytly náhodně, je téměř zanedbatelná. A nabízejí pevný základ pro zamítnutí nulové hypotézy, že neexistuje statisticky významný rozdíl mezi průměrným naměřeným časem před a po inovaci u valné většiny sledovaných fází s pravděpodobností 99 %.

Výsledky Párového t-testu u Zvednutí lopaty do výšpné výšky a Spuštění (nastavení lopaty do výchozí polohy) ukazují, že nebyly nalezeny statisticky významné rozdíly mezi průměry naměřených časů před a po inovaci.

V rámci provedené analýzy byly použity neparametrické i parametrické testy k porovnání naměřených dat celkového času cyklu rypadla a jednotlivých činností a byly získány shodné výsledky a závěry pro obě metody. Srovnání mezi těmito dvěma testy bylo prováděno s cílem ověřit robustnost výsledků a případně zohlednit možné odchylky od

normálního rozdělení dat. Na základě statistických analýz bylo zjištěno, že p-hodnoty pro oba statistické testy byly ve většině případů nižší než stanovená hladina významnosti ($\alpha = 1\%$) což umožnilo zamítnutí nulové hypotézy. Tím se dospělo k závěru, že existují statisticky významné rozdíly mezi naměřenými časy fází před a po inovaci rypadla. Celkově lze tedy konstatovat, že Párový t-test a Wilcoxonův test dospěly ke stejným závěrům, což poskytuje pevný základ pro interpretaci výsledků a přispívá k validitě zjištění.

5.7 Naměřené hodnoty a stanovení energetických ztrát po inovaci hydraulického systému

U každého měřeného hydraulického obvodu bylo opět prováděno měření nejdříve mezi axiálním pístovým čerpadlem a hydraulickým rozvaděčem a poté bylo měření prováděno v hydraulickém vedení mezi hydraulickým rozvaděčem a spotřebičem (obrázek 23). Pod pojmem spotřebič je opět myšlen přímočarý hydromotor nebo dvojice přímočarých hydromotorů nebo také rotační hydromotor. Pro měření byla použita stejná metodika jako před inovací hydraulické soustavy rypadla UDS 214.

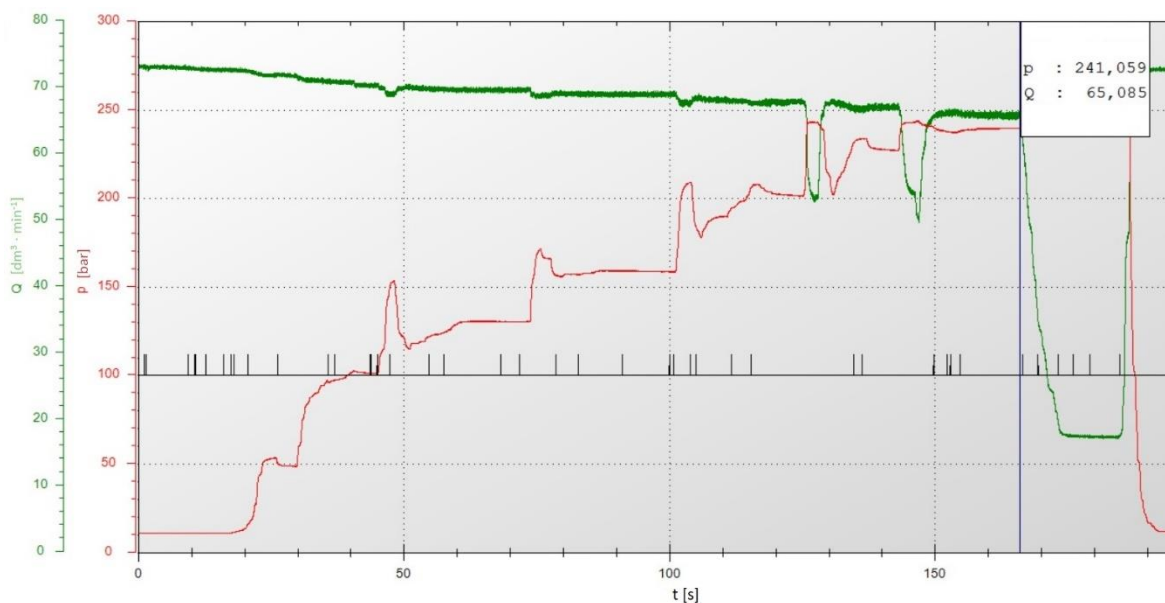
Obrázek 23 Zapojení analogového měřidla OTC H50 a digitálního měřidla Hydrotechnik MultiSystem 5060 do měřeného hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla



Při měření hydraulických obvodů ovládání zdvihu výložníku, otevírání a zavírání nástroje a výsuvu teleskopického výložníku mezi čerpadlem a rozvaděčem byla konečná hodnota nastavovaného tlaku 27 MPa a při měření hydraulických obvodů mezi rozvaděčem a spotřebičem byla tato hodnota 26 MPa s výjimkou hydraulického obvodu výsuvu teleskopického výložníku kde byla koncová hodnota nastavovaného tlaku 16 MPa, protože je na tuto hodnotu seřízen pojistný tlakový ventil v tomto hydraulickém obvodu. Při měření inovovaného hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 mezi čerpadlem a rozvaděčem byla konečná nastavovaná hodnota tlaku 24,1 MPa a to z toho důvodu, že byla tato hodnota při dokončení realizace inovace a následných zkouškách stroje při těžbě experimentálně naměřena připojeným tlakoměrem na výstupu z čerpadla Bosch Rexroth A10VO45 (tabulka 27). Při měření tohoto hydraulického obvodu mezi rozvaděčem a rotačním hydromotorem Poclain byla hodnota nastavovaného tlaku 24 MPa, protože je to maximálně přípustná hodnota pro tento hydraulický obvod nastavená na pojistném tlakovém ventilu. Při výpočtech u hydraulických obvodů mezi čerpadlem a rozvaděčem se počítalo s naměřenou hodnotou průtoku hydraulického oleje při tlaku 27 MPa, protože byl předpoklad, že při měření a simulaci zátěže na konci hydraulického obvodu při maximálním tlaku 26 MPa dojde k nárůstu tlaku hydraulického oleje na výstupu z čerpadla. Pro již zmíněný hydraulický obvod otoče nástavby bylo při výpočtech mezi čerpadlem a rozvaděčem počítáno s naměřenou hodnotou při tlaku 24,1 MPa.

Graficky zpracovaná závislost průtoku (zeleně) a tlaku (červeně) hydraulického oleje v závislosti na čase v inovovaném hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla softwarem Hydrotechnik je uvedena na obrázku 24. Naměřené hodnoty na čerpadle pro tento nový hydraulický obvod jsou uvedeny v tabulce 27. Naměřené hodnoty pro ostatní hydraulické obvody po inovaci jsou uvedeny v příloze 2.

Obrázek 24 Graficky zpracovaná závislost průtoku (zeleně) a tlaku (červeně) hydraulického oleje v závislosti na čase v inovovaném hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla softwarem Hydrotechnik (měřeno na axiálním pístovém čerpadle Bosch Rexroth A10VO45)



Tabulka 27 Naměřené hodnoty v hydraulickém obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 – měřeno na axiálním pístovém čerpadle Bosch Rexroth A10VO45 po provedené inovaci

p [MPa]	Q [dm³ · min⁻¹]	t [°C]	n [min⁻¹]
0	73,2	35,4	1600
5	72	36,7	1597
10	70,7	38,5	1590
13	69,9	40,2	1585
16	69	41	1582
20	67,7	41,6	1577
23	67,2	42,5	1572
24,1	65	43,7	1570

Kde:

p – nastavený měřený tlak hydraulického oleje škrticím ventilem sduženého měřidla OTC H50 [MPa],

Q – naměřený průtok hydraulického oleje digitálním měřidlem Hydrotechnik MultiSystem 5060 [dm³ · min⁻¹],

t – změřená teplota hydraulického oleje digitálním měřidlem Hydrotechnik MultiSystem 5060 [°C],

n – změřené otáčky motoru John Deere 4045 digitálním otáčkoměrem v kabině strojníka [min⁻¹].

Pro výpočty energetických ztrát v hydraulických obvodech byly opět změřeny potřebné geometrické rozměry vedení kapaliny a výkonové parametry obvodů. Jednotlivé tlakové ztráty jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tabulka 28 Tlakové ztráty v přímém vedení po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 pro hydraulické hadice

Stav	Po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214									
	Hydraulický obvod otoče nástavby			Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje			Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku	
	A10VO45/1MO-16		1MO-16/ HM Poclair	A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HV zdvih	A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HV nástroj		A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HV výsuv
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,083	1,083	0,8744	1,4483	0,8774	1,473	0,8083	0,8083	1,4863	0,7287
d [mm]	19	20	19	25	25	25	16	25	25	25
S [mm ²]	283,53	314,16	283,53	490,87	490,87	490,87	201,06	490,87	490,87	490,87
v [m·s ⁻¹]	3,82	3,45	3,08	2,95	1,79	3,00	4,02	1,65	3,03	1,48
Re [-]	1728	1642	1395	1756	1064	1786	1531	980	1802	884
λ [-]	0,046297	0,0487338	0,05734197	0,0455523	0,075191983	0,04478849	0,0522368	0,08162	0,044387705	0,090535811
l [mm]	p _z [kPa]									
180		2,35								
410					1,77			1,63		1,47
450										
490									3,59	
660				4,71		4,79				
545	8,72									
830							19,71			
900			11,63							
1160	18,56									
1450					6,27					
1600				11,42	6,92	11,62			11,72	5,75
1850										6,64
4300							102,10			

Tabulka 29 Tlakové ztráty v přímém vedení po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 pro hydraulická potrubí

Stav	Po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214								
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku		
	1MO-16/ HM Poclairn		7M8-22/ HV zdvih		7M8-22/ HV nástroj		A8VO107/ 7M8-22	7M8-22/ HV výsuv	
Q [dm ³ .s ⁻¹]	0,8744		0,8774		0,8083	0,8083	1,4863	0,7287	
d [mm]	15		28		22	18	28	22	
S [mm ²]	176,71		615,75		380,13	254,47	615,75	380,13	
v [m.s ⁻¹]	4,95		1,42		2,13	3,18	2,41	1,92	
Re [-]	1767		950		1114	1361	1609	1004	
λ [-]	0,036215981		0,067372017		0,05746048	0,04701312	0,039771384	0,063737211	
l [mm]	p _z [kPa]								
60			0,13						
70	1,86								
100			0,22		0,53				
110			0,24					0,53	
130									
140			0,31						
170								0,81	
200								0,96	
210									
220								1,05	
250					1,33				
340					1,81				
450									
600								2,87	
980							3,65		
1110								5,32	
1150					6,11				
1250			2,75						
1610								7,71	
4000						47,43			

Tabulka 30 Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 1

Stav	Po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214									
	Hydraulický obvod otoče nástavby					Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku				
	A10VO45/ 1MO-16			1MO-16/ HM Poclairn		A8VO107/ 7M8-22		7M8-22/ HV zdvih		
Q [dm ³ .s ⁻¹]	1,083	1,083	1,083	0,8744	0,8744	1,4483	1,4483	0,8774	0,8774	
d [mm]	16	19	20	15	19	22	25	25	28	
S [mm ²]	201,06	283,53	314,16	176,71	283,53	380,13	490,87	490,87	615,75	
v [m.s ⁻¹]	5,39	3,82	3,45	4,95	3,08	3,81	2,95	1,79	1,42	
ξ [-]	p _z [kPa]									
0,1		0,66	0,53	1,10	0,43		0,39	0,144	0,09	
1,27		8,34	6,79	13,99	5,44		4,98	1,83	1,16	
2		13,13	10,70	22,04	8,56		7,83	2,88	1,83	
4	52,22					26,13				

Tabulka 31 Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 2

Stav	Po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214					
	Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje					
	A8VO107/ 7M8-22			7M8-22/ HV nástroj		
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,473	1,473	0,8083	0,8083	0,8083	0,8083
d [mm]	22	25	16	18	22	25
S [mm ²]	380,13	490,87	201,06	254,47	380,13	490,87
v [m·s ⁻¹]	3,87	3,00	4,02	3,18	2,13	1,65
ξ [-]	p _z [kPa]					
0,1		0,41	0,73	0,45	0,20	0,12
1,27		5,15	9,24	5,77	2,58	1,55
2		8,10	14,55	9,08	4,07	2,44
4	27,03					

Tabulka 32 Tlakové ztráty v místních odporech ve stavu po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214 – část 3

Stav	Po inovaci hydraulického systému rypadla UDS 214						
	Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku						
	A8VO107/ 7M8-22				7M8-22/ HV výsuv		
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,4863	1,4863	1,4863	1,4863	0,7287	0,7287	0,7287
d [mm]	22	24	25	28	22	24	25
S [mm ²]	380,13	452,39	490,87	615,75	380,13	452,39	490,87
v [m·s ⁻¹]	3,91	3,29	3,03	2,41	1,92	1,61	1,48
ξ [-]	p _z [kPa]						
0,1		0,49	0,41	0,26	0,17	0,12	0,10
1,27		6,17	5,24	3,33	2,10	1,48	1,26
2		9,71	8,25	5,24	3,31	2,34	1,98
4	27,52						

Tabulka 33 Výrobce udávané hodnoty axiálního pístového čerpadla Bosch Rexroth A10VO45

Průtoková účinnost η_v	0,975
Mechanicko hydraulická účinnost η_{mh}	0,945
Maximální geometrický objem V_g	0,045 dm ³
Příkon čerpadla P	28 kW

Zdroj: (Axial piston variable pump A10VO, 2021)

Výrobce udávané hodnoty pro axiální pístové dvoučerpadlo Bosch Rexroth A8VO107 jsou uvedeny v tabulce 18. Výrobce udávané hodnoty pro nově přidané axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VO45 jsou uvedeny v tabulce 33.

Pro jednotlivé měřené hydraulické obvody ve stavu rypadla UDS 214 po provedené inovaci hydraulického systému byly opět vytvořeny tabulky s vypsáními prvky, které jsou řazeny v sérii od axiálního pístového čerpadla přes rozvaděč až po vstup tlakového hydraulického oleje do spotřebiče. V každé tabulce je vždy uveden název prvku v hydraulickém obvodu, počet kusů, vypočtená hodnota ztrátového tlaku p_z a nakonec vypočítaný ztrátový výkon prvku P_z . U všech prvků v hydraulickém obvodu kromě čerpadla je nutné určit tlakové ztráty. Tyto tlakové ztráty v jednotlivých prvcích hydraulického obvodu po vynásobení daným změřeným průtokem v daném úseku hydraulického obvodu reprezentují ztrátový výkon prvku v tlakovém vedení hydraulického obvodu. U čerpadla je nutné vypočítat přímo ztrátový výkon. Po sečtení těchto jednotlivých ztrátových výkonů bude získán celkový ztrátový výkon hydraulického obvodu v tlakovém vedení.

Geometrické objemy axiálního pístového dvoučerpadla Bosch Rexroth A8VO107 a přidaného axiálního pístového čerpadla Bosch Rexroth A10VO45 byly dopočteny podle vzorce (22). V případě hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 po provedené inovaci hydraulického systému byl geometrický objem čerpadla Bosch Rexroth A10VO45 $0,0424 \text{ dm}^3$. Teoretické průtoky axiálních pístových čerpadel v jednotlivých hydraulických obvodech teleskopického rypadla UDS 214 byly vypočteny pomocí vzorce (23). Pro již zmíněný hydraulický obvod otoče nástavby po provedené inovaci hydraulického systému byl teoretický průtok axiálního pístového čerpadla Bosch Rexroth A10VO45 $1,110 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Celková účinnost axiálního pístového dvoučerpadla v jednotlivých hydraulických obvodech kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje a celková účinnost axiálního pístového čerpadla Bosch Rexroth A10VO45 v hydraulickém obvodu otoče nástavby byly vypočteny podle vzorce (24). Pro hydraulický obvod otoče nástavby ve stavu po provedené inovaci hydraulického systému byla vypočítaná účinnost axiálního pístového čerpadla A10VO45 92,20 %. Posledním krokem dle těchto výpočtů bylo podle vzorce (25) stanovit ztrátový výkon axiálního pístového dvoučerpadla v jednotlivých hydraulických obvodech kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje a také stanovit ztrátový výkon pro axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VO45. Ztrátový výkon axiálního pístového čerpadla A10VO45 byl v hydraulickém obvodu otoče nástavby po provedené inovaci

2,184 kW. Pro stanovení celkové výkonové ztráty jednotlivých hydraulických obvodů bylo ještě nutné znát ztrátové tlaky pro rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22 a také pro rozvaděč Bosch Rexroth IMO-16, které uvádí jeho výrobce.

Jednotlivé vypočítané nebo zjištěné ztrátové tlaky prvků, které jsou použity v hydraulických obvodech, byly pro zjištění ztrátových výkonů prvků násobeny do rozvaděče včetně naměřeným průtokem na čerpadle, který je pod tabulkou 34 uveden jako průtok Q_1 . Ztrátové tlaky prvků za rozvaděčem byly násobeny skutečným změřeným průtokem na konci tlakového vedení hydraulického obvodu před vstupem do spotřebiče a tento průtok je pod tabulkou 34 označen jako Q_2 . Tímto postupem se poté v připravených tabulkách pro každý hydraulický obvod stanovila celková výkonová ztráta v tlakovém vedení. Stanovení celkové výkonové ztráty hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 ve stavu po provedené inovaci hydraulického systému je uvedeno v tabulce 34. Tabulky se stanovením celkové výkonové ztráty ostatních hydraulických obvodů ve stavu po inovaci hydraulického systému jsou uvedeny v příloze 4.

Tabulka 34 Stanovení celkové výkonové ztráty hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 214 ve stavu po provedené inovaci hydraulického systému

Hydraulický obvod otoče nástavby - po inovaci hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VO45	1	8,34	2 184
koleno 90° Ø19 mm	1	8,34	9,03
Hadice Ø19 mm / 1160 mm	1	18,56	20,10
šroubení Ø20 mm	2	1,06	1,15
Hadice Ø20 mm / 180 mm	1	2,35	2,55
šroubení Ø19 mm	1	0,66	0,71
Hadice Ø19 mm / 545 mm	1	8,72	9,44
koleno 90° Ø19 mm	1	8,34	9,03
šroubení Ø19 mm	1	0,66	0,71
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	52,22	56,55
rozvaděč Bosch Rexroth 1MO-16	1	15	16,25
koleno 90° Ø15 mm	1	13,99	12,23
Trubka Ø15 mm / 70 mm	1	1,86	1,63
šroubení Ø19 mm	1	0,43	0,38
Hadice Ø19 mm / 900 mm	1	11,63	10,17
koleno 90° Ø19 mm	1	5,44	4,76
šroubení Ø19 mm	1	0,43	0,38
Celková výkonová ztráta P_{ZC} [W]			2 339,07

$$Q_1 = 1,083 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,8744 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Poté co byly známy celkové výkonové ztráty jednotlivých hydraulických obvodů v tlakovém vedení, bylo opět potřeba dopočítat jejich účinnosti. Výpočet účinnosti hydraulického obvodu v tlakovém vedení se prováděl podle vzorce (26). Pro hydraulický obvod otoče nástavby rypadla UDS 214 ve stavu po provedené inovaci hydraulického systému vyšla účinnost $\eta_{CV} = 91,65 \%$.

Porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů rypadla UDS 214 po provedené inovaci hydraulického systému je uvedeno v tabulce 35.

Tabulka 35 *Porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů rypadla UDS 214 po provedené inovaci hydraulického systému*

Hydraulický obvod	Po inovaci hydraulického systému	
	Ztrátový výkon P_{zc} [W]	Vypočítaná účinnost η_{cv} [-]
otoče nástavby	2339,07	0,9165
ovládání zdvihu výložníku	7630,98	0,8246
otevírání a zavírání nástroje	7743,56	0,8220
výsuvu teleskopického výložníku	8212,47	0,8112

6 Diskuse

Na základě naměřených a vypočtených hodnot uvedených v tabulce 36 je možné konstatovat, že navrženou inovaci ve formě změny hydraulické soustavy rypadla UDS 214 prostřednictvím přidaného čerpadla A10VO45 a rozvaděče 1MO-16 od firmy Bosch Rexroth došlo ke zlepšení parametrů hydraulické soustavy. Přidané čerpadlo a rozvaděč byl využit pro samostatný hydraulický obvod otoče nástavby. Tato změna přinesla největší úsporu ztrátového výkonu – 6266 W. Ostatní hydraulické obvody zůstaly napájeny původním zdrojem energie (axiální pístové dvoučerpadlo A8VO107 od firmy Bosch Rexroth). I toto přispělo k úspoře ztrátového výkonu obvodů pro ovládání zdvihu výložníku, otevírání a zavírání nástroje a výsuvu teleskopického výložníku v rozmezí 942 až 1308 W. Tyto úspory ztrátového výkonu představují zvýšení účinnosti hydraulického obvodu podle výpočtu o 2 až 3 %. To není mnoho, ovšem u inovovaného hydraulického obvodu otoče nástavby však došlo ke zvýšení účinnosti o 11,4 %.

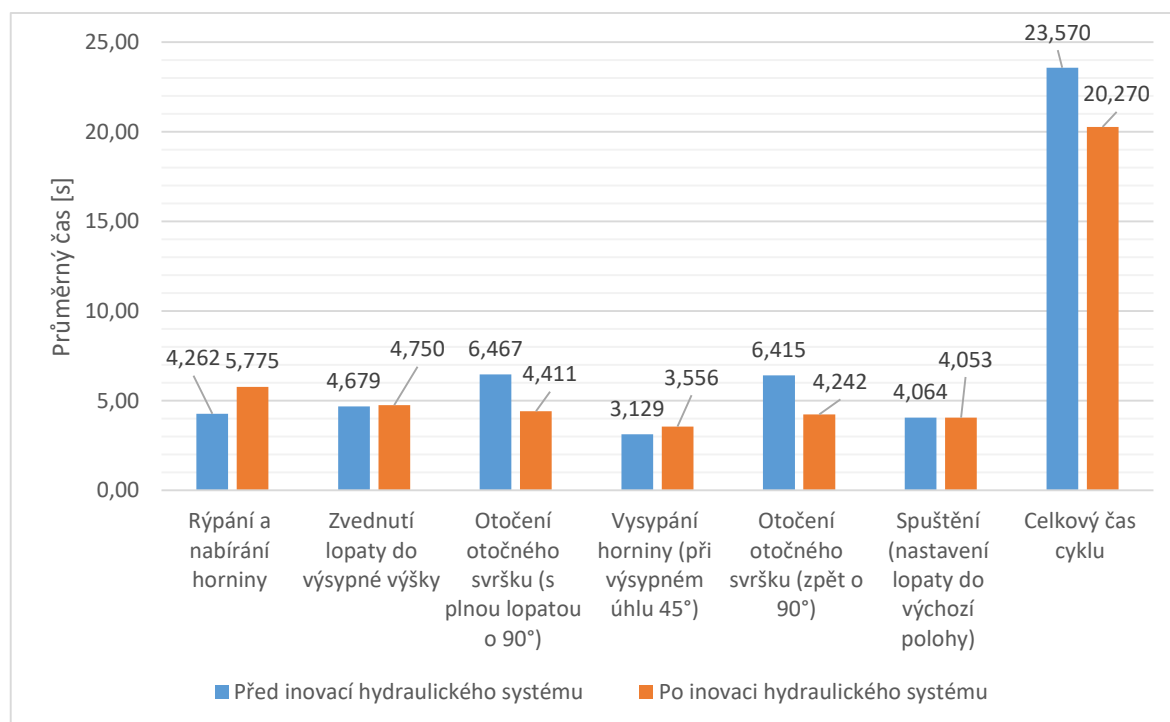
Tabulka 36 Výsledné porovnání ztrátových výkonů a vypočítaných účinností hydraulických obvodů rypadla UDS 214 ve stavu před a po provedené inovaci hydraulického systému

Hydraulický obvod	před inovací		po inovaci		Úspora ztrátového výkonu [W]	Zvýšení účinnosti hydraulického obvodu o [-]
	Ztrátový výkon P_{ZC} [W]	Vypočítaná účinnost η_{cv} [-]	Ztrátový výkon P_{ZC} [W]	Vypočítaná účinnost η_{cv} [-]		
otoče nástavby	8 605,20	0,8022	2 339,07	0,9165	6 266,13	0,1143
ovládání zdvihu výložníku	8 573,55	0,8029	7 630,98	0,8246	942,57	0,0217
otevírání a zavírání nástroje	8 695,57	0,8001	7 743,56	0,8220	952,01	0,0219
výsuvu teleskopického výložníku	9 520,79	0,7811	8 212,47	0,8112	1 308,32	0,0301

Na základě měření a následné kalkulace energetické náročnosti hydraulické soustavy je možno konstatovat, že původní axiální pístové dvoučerpadlo A8VO107 od firmy Bosch Rexroth má maximální geometrický objem a tím i průtok pracovní kapaliny předimenzovaný. Proto by bylo vhodné uvažovat o náhradě za stejný typ A8VO ovšem s nižším maximálním geometrickým objemem. S tím souvisí i možná resp. nutná záměna

i dalších hydraulických prvků soustavy např. rozvaděč, pojistné tlakové ventily aj. Bohužel toto řešení však již bylo nad rámec této práce jak z časového tak i finančního hlediska.

Obrázek 25 Porovnání průměrných časů činností a celkových průměrných časů cyklu před a po inovaci hydraulického systému



Inovace hydraulické soustavy přispěla i ke změně časů pracovního cyklu a tím k navýšení výkonnosti (tabulka 37). Tento faktor byl pro uživatele rypadla UDS 214 klíčovým. I když se rozdíl průměrného času cyklu v absolutní hodnotě 3,3 s (obrázek 25) jeví jako velmi malý v porovnání s výkonností stroje, je rozdíl již markantní. Při výpočtu teoretické i provozní výkonnosti došlo k jejich navýšení po inovaci přibližně o 16 %. Tento výsledek je pro majitele rypadla pádným argumentem. Po třech letech provozu inovovaného rypadla je majitel rypadla s jeho parametry spokojen, což potvrdil při osobní schůzce a již nechal inovovat další dvě rypadla.

Tabulka 37 Výsledné porovnání průměrného času cyklu a teoretické i provozní výkonnosti rypadla UDS 214 ve stavu před a po inovaci hydraulického systému

Parametr	Před inovací	Po inovaci	Rozdíl
Průměrný čas cyklu [s]	23,57	20,27	3,3
Teoretická výkonnost [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	96,23	111,89	15,66
Provozní výkonnost [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	97,79	113,7	15,91

Podle získaných informací od výrobce teleskopického rypadla UDS 214 bylo zjištěno, že nové rypadlo s originální hydraulickou soustavou disponuje teoretickou výkonností $Q_t = 115 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Výrobce bohužel nebyl schopen doložit, dle jaké metodiky měření času cyklu rypadla včetně charakteristik zpracovávané horniny byla tato teoretická výkonnost stroje stanovena. Při konfrontaci teoretických výkonností mezi novým rypadlem UDS 214 s originální hydraulickou soustavou bez přidaného třetího zdroje tlakové hydraulické kapaliny a starším sedmiletým teleskopickým rypadlem UDS 214 s inovovaným hydraulickým systémem po odpracování 6943 motohodin lze konstatovat, že starší rypadlo UDS 214 s inovovanou hydraulickou soustavou zaostává v teoretické výkonnosti pouze o $3,11 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Lze se tedy pouze domnívat, jakou výkonností by disponovalo nové rypadlo UDS 214 s inovovanou hydraulickou soustavou. Stanovenými účinnostmi a energetickými ztrátami, které vznikají v tlakovém vedení hydraulických obvodů pro nové rypadlo UDS 214 s originální hydraulickou soustavou výrobce nedisponuje.

Pro možnost srovnání teleskopického rypadla UDS 214 co do rozdílnosti hydraulické soustavy v porovnání s konkurenčními stroji ve stejné hmotnostní kategorii od světových výrobců byly vybrány dvě pásová rypadla a to CASE CX 210B (jedná se o výrobek japonské firmy SUMITOMO) a dále Kobelco SK 210 SR LC 10. Obě tyto pásová rypadla nemají teleskopický výložník a jsou zástupci klasické koncepce rypadel s výložníkem a se zlamovací násadou. Výkon spalovacího motoru je u teleskopického rypadla UDS 214 a pásových rypadel od světových výrobců srovnatelný. U rypadla CASE je energetickým zdrojem vznětový přeplňovaný čtyřválcový motor ISUZU s výkonem 117,3 kW při 1800 min^{-1} . U rypadla Kobelco je energetickým zdrojem vznětový přeplňovaný čtyřválcový motor HINO o výkonu 119 kW při 2000 min^{-1} . U obou rypadel od světových výrobců je zdrojem tlakového oleje pro ovládání pracovních pohybů rypadel tandemové axiální pístové

čerpadlo Kawasaki s maximálním geometrickým objemem $2 \times 118,5 \text{ cm}^3$. Co do maximálního geometrického objemu hlavního axiálního pístového čerpadla je rypadlo UDS 214 s dvěma rypadly od světových výrobců také srovnatelné. Rozdíl lze ovšem spatřit v maximálním pracovním tlaku hydraulické soustavy. Rypadlo UDS 214 má dimenzovanou hydraulickou soustavu na maximální hodnotu tlaku hydraulického oleje 26 MPa. Oproti tomu rypadla od světových výrobců CASE a Kobelco mají dimenzovanou hydraulickou soustavu na maximální tlak hydraulického oleje 34,3 MPa a krátkodobě lze funkcí Power Boost tuto hodnotu navýšit na 36,8 MPa. Další rozdíl mezi teleskopickým rypadlem UDS 214 a vybranými rypadly od světových výrobců co do konstrukce hydraulické soustavy lze spatřit v možnostech regulace hlavního axiálního pístového čerpadla. U teleskopické rypadla UDS 214 je hlavní axiální pístové čerpadlo regulováno výkonovou regulací. U rypadel od světových výrobců je tandemové axiální pístové čerpadlo Kawasaki současně regulováno pěti různými regulacemi a to:

- z hlediska požadavku na průtok hydraulického oleje pomocí negativního tlaku (jedná se o opačný princip než u regulace Load Sensing) tedy čím menší tlak v negativní větvi regulace axiálního pístového čerpadla Kawasaki tím větší průtok hydraulického oleje toto axiální pístové čerpadlo dodává,
- pomocí tlakové regulace, která předchází přetížení spalovacího motoru,
- pomocí regulace Speed Sensing, která zabraňuje náhlému špičkovému přetížení motoru a reguluje výkon tandemového čerpadla s ohledem na nadmořskou výšku. Tato regulace je také využita v případě funkce Automatic Horse Power Boost, která zvýší průtok hydraulického oleje u tandemového axiálního pístového čerpadla Kawasaki v případě aktivace zavírání násady rypadla anebo při aktivaci pojezdu rypadla,
- pomocí regulace minimalizace pohotovostního tlaku, jedná se o funkci Power Save, za účelem snížení spotřeby paliva,
- pomocí regulace průtoku hydraulického oleje jednoho ze dvou axiálních pístových čerpadel za pomoci proporcionálního solenoidu pro účely použití různých hydraulických kladiv nebo hydraulických nůžek na rypadle. Tato regulace je také využita pro regulaci průtoku hydraulického oleje v hydraulickém obvodu otoče otočné nástavby těchto rypadel od světových výrobců.

Tyto veškeré uvedené typy regulací tandemového axiálního pístového čerpadla Kawasaki pracují na rypadlech od světových výrobců ve vzájemné součinnosti. Takže nikdy nefunguje jen jedna regulace čerpadla samostatně. Vždy má však některá z regulací prioritu.

Jen z výše uvedeného výčtu způsobů regulace hlavního tandemového axiálního pístového čerpadla je jasně patrné, že světoví výrobci mají své stroje dotažené skoro až k dokonalosti a po právu se těmito výrobci říká světový. Kdežto u výrobce teleskopického rypadla UDS 214 je znát, že nedosahuje tak dobrých hospodářských výsledků, aby si mohl dovolit své vlastní vývojové a inovační centrum a na výsledném produktu, tedy na teleskopickém rypadle UDS 214 se to jasně projevuje.

Podle rešerše výzkumu v oblasti výkonnosti a účinnosti hydraulického systému u rypadel, která je uvedena v kapitole 2.6 se několik autorů zmiňuje, že čas cyklu rypadla ovlivňuje výslednou výkonnost v největší míře. To bylo potvrzeno dle výsledků měření v této práci uvedené v tabulce 37, na grafu na obrázku 25 a také statistickým vyhodnocením. Mezi tyto autory patří Yang et al. (2003), Kujundžić et al. (2021), Chen et al. (2022) a Dzhuraev et al. (2023).

Rakhutin et al. (2023) se ve své vědecké publikaci zaměřil na stanovení vzniklých výkonových ztrát v hydraulickém systému pásového rypadla Komatsu PC 750-7 při použití různých druhů hydraulických olejů od firmy Shell. Vzhledem k tomu, že se jedná o rozdílné rypadlo a v této práci probíhalo měření v hydraulických obvodech rypadla UDS 214 pouze v jednom druhu hydraulické náplně nelze výsledky z této disertační práce s výsledky této vědecké publikace relevantně porovnat.

Mnoho autorů, mezi které patří Jung et al. (2022), Trinh et al. (2022), Yang et al. (2022), Tan et al. (2020), Chen et al. (2019), Beltrami et al. (2021), Yu et al. (2022) a Nguyen et al. (2023) se ve svých publikacích věnuje rekuperaci energie nebo hybridnímu pohonu. To však nebylo cílem této disertační práce.

7 Přínos a další směr vývoje

Uvedený výčet faktorů, které ovlivňují provozní výkonnost rypadla, nemusí být konečný a může se s rozvojem techniky změnit. Obecně je však možné konstatovat, že vždy záleží na:

- druhu, výbavě a technických parametrech stroje,
- druhu zpracovávaného materiálu,
- zvolené technologii a organizace práce,
- vlivu prostředí a
- strojníkovi.

Vliv prostředí a druh materiálu není možné jednoduše změnit, protože počasí a nutnost zpracovat určitý druh materiálu je neovlivnitelný faktor. Je však možné se daleko více věnovat proškolení a naučení dovedností strojníka. K tomu může přispět simulace pracovních činností a pohybů stroje na samotném stavebním stroji nebo pomocí simulátorů s využitím progresivních prvků – např. virtuální reality aj. Po důkladné analýze pohybů časů a vyškolení je možné zvýšit provozní výkonnost stroje právě díky zručnosti obsluhy. S tím souvisí i faktor zvolené technologie a organizace práce, kterou neovlivní sebelepší a zručnější obsluha stavebního stroje nebo výkonnější pracovní stroj. Na výkonnost má velký vliv druh, výbava a technické parametry stroje. Hlavně co se týká technických parametrů, které je možné měnit a popř. nastavovat podle aktuálních podmínek. S rozvojem elektrohydraulického ovládání rozvaděčů a regulace čerpadel je možné dosáhnout lepších technických parametrů hydraulických obvodů a celých hydraulických soustav stavebních strojů. Dalším směrem může být i využití elektrických pohonů, rekuperace i hybridních systémů. V práci a na sledovaném teleskopickém rypadle UDS 214 se jedná pouze o změnu jednoho hydraulického obvodu na základě analýzy pracovní výkonnosti a energetických ztrát v hydraulických obvodech. Ovšem pro zlepšení výkonnosti by bylo vhodné se věnovat celé hydraulické soustavě. Proto lze spatřit v obecné rovině vědecký přínos a doporučení pro praxi této disertační práce v následujících oblastech:

- Na základě výběru faktorů, které ovlivňují provozní výkonnost stroje zvolit směr a cíl v čem je možné přispět ke zvýšení výkonnosti.
- Nejvhodnějším směrem nebo oblastí byla technická úroveň stroje a jeho částí.
- V práci je uvedena metodika pro měření provozní výkonnosti.

- V práci je též uvedena metodika pro stanovení energetických ztrát hydraulických obvodů mobilních strojů.
- Podle naměřených dat je potom možné konstatovat splnění cíle v podobě zvýšení výkonnosti nebo nikoli.

V disertační práci není uvedený převratný popis rozvoje oboru výkonnosti stavebních strojů, ale jak z výsledků měření vyplynulo, tak i relativně malý čas vedoucí ke snížení doby cyklu v celkovém objemu pracovního vytížení stroje může znamenat zvýšení produktivity práce a následně snížení energetické spotřeby hydraulické soustavy stroje.

8 Závěr

V předložené práci byl řešen cíl týkající se analýzy faktorů, které ovlivňují provozní výkonnost univerzálního dokončovacího stroje UDS 214 v závislosti na stavu a použitých prvcích v hydraulické soustavě pro ovládání pracovních mechanismů. Vlastní práce je rozdělena na dvě části – rešeršní a experimentální.

Rešeršní část práce zahrnuje rozdělení rypadel a jejich konstrukci. Dále je uveden popis výkonnosti lopatových rypadel tzn. výkonnost teoretická, provozní i skutečná. Důležitou kapitolou této části je popis faktorů ovlivňujících výkonnost lopatových rypadel. Protože jedním z těchto faktorů jsou technické parametry rypadla, je další kapitola rešeršní části věnovaná popisu hydraulických obvodů včetně jejich energetické bilance. V této kapitole jsou uvedeny výpočtové vztahy související s energetickými ztrátami. Tyto vztahy jsou dále využity v experimentální části práce. Nedílnou součástí rešeršní části práce je přehled vědeckých článků z oblasti výkonnosti a účinnosti hydraulických obvodů u lopatových rypadel.

V experimentální části je podrobně popsána hydraulická soustava teleskopického rypadla UDS 214 včetně jeho pěti dílčích obvodů. Velká pozornost byla věnována metodice měření energetických ztrát hydraulických obvodů i času pracovního cyklu rypadla. Čas pracovního cyklu je důležitým faktorem pro stanovení výkonnosti rypadla. Na konkrétním rypadle UDS 214 byly změřeny parametry hydraulické soustavy důležité pro stanovení energetických ztrát v jednotlivých obvodech.

Na základě naměřených hodnot a faktorů ovlivňujících výkonnost rypadla, které jsou uvedeny v rešeršní části práce, byla navržena inovace hydraulické soustavy rypadla v podobě osamostatnění hydraulického obvodu otoče nástavby. Inovace hydraulického obvodu spočívala v přidání nového čerpadla A10VO45 a rozvaděče 1MO-16.

Následně byly změřeny parametry hydraulické soustavy po inovaci, které byly využity pro stanovení energetických ztrát. Současně byl změřen čas pracovního cyklu rypadla a vypočtena teoretická a provozní výkonnost rypadla před i po inovaci stroje. Z výsledků, které byly uvedeny v tabulkách 36 a 37 je patrná výhodnost inovace.

Na začátku práce byla stanovena výzkumná hypotéza:

- Použití inovace hydraulického systému má pozitivní vliv na snížení doby pracovního cyklu a zvýšení výkonnosti rypadla UDS 214.

Hypotéza byla potvrzena na základě měření časů pracovního cyklu před a po inovaci rypadla. Výsledek je uveden v tabulce 37 a dosahuje hodnoty snížení průměrného času pracovního cyklu rypadla o 3 s, což představuje snížení o 13 %. Stejně tak je možné uvést, že výzkumná hypotéza byla potvrzena na základě statistického vyhodnocení.

Ačkoliv tento teoretický a experimentální výzkum proběhl v rámci možností na jednom typu lopatového rypadla, jsou výsledky obecněji aplikovatelné na celou škálu stavebních strojů, které využívají hydraulickou soustavu pro ovládání pracovních mechanismů.

Závěrem je potřeba uvést, že do budoucna je možné pokračovat ve výzkumu a inovaci rypadla UDS 214. Pokračování práce se může zabývat návrhem celkové změny stávající hydraulické soustavy stroje s ohledem na snížení vznikajících energetických ztrát.

9 Seznam použitých zdrojů

- Agaguena, A., Chishegorov, D., Ivanov, S., & Mikhailov, A. (2021). Influence of the main operational factors on the working capacity of a mining hydraulic excavator. *E3S Web of Conferences*, 326, 00007. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132600007>
- Akers, A., Gassman, M., & Smith, R. (2006). *Hydraulic Power System Analysis*. Boca Raton: CRC Press.
- Axial piston variable pump A10VO. (2021, September 23). Bosch Rexroth AG. <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/media-details/9a84eb58-65ec-4460-ac77-4f2b77d91743>
- Beltrami, D., Iora, P., Tribioli, L., & Uberti, S. (2021). Electrification of compact off-highway vehicles—overview of the current state of the art and trends. *Energies*, 14(17) doi:10.3390/en14175565
- Bettens, S. P., Siegrist, P. M., & McAree, P. R. (2022). How do operators and environment conditions influence the productivity of a large mining excavator. *International Journal of Mining and Mineral Engineering*, 13(1), 18. <https://doi.org/10.1504/ijmme.2022.124143>
- Bosch Automotive Service Solutions INC. (2023, 25. dubna). Hydraulic flow tester. <https://www.otctools.com/products/hydraulic-flow-tester>
- Bosch Rexroth AG. (2023, 24. dubna). Open center control block M8. Bosch Rexroth AG. <https://www.boschrexroth.com/en/cz/media-details/71d3e5ee-1051-430b-8486-2baebec05cd3>
- Bosch Rexroth AG. (2021). Axial Piston Variable Double Pump A8VO Data sheet. Elchingen, Germany.
- Celjak, I. (2009). *Strojní zařízení pro realizaci stavebních prací - Interní učební text*. České Budějovice: Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích.
- ČSN 73 6133. (2010). *Road earthwork - Design and execution* (in Czech). Czech Office for Standards, Metrology and Testing.
- ČSN 27 7003. (2012). *Building and earth-moving machinery*. Hydraulic shovel excavators. Terminology (in Czech). Czech Office for Standards, Metrology and Testing.
- Deere & Company. (2023, 2. května). 4045HFC06 4.5L Industrial Diesel Engine. John Deere. <https://www.deere.com/en/industrial-engines/final-tier-4/powertech-psl-4-5l/>
- Dzhuraev, R. U., Raikhanova, G. E., & Gubanov, S. G. (2023). Design improvement for cutting elements of excavator buckets. *Gornyi Zhurnal*, (3), 49–55. <https://doi.org/10.17580/gzh.2023.03.07>

- Foreman-Peck, J. (2019). An american and european technological difference: The early motor car power source. *Business History*, 61(7), 1158-1174. doi:10.1080/00076791.2019.1590338
- Fu, S., Wang, L., & Lin, T. (2020). Control of electric drive powertrain based on variable speed control in construction machinery. *Automation in Construction*, 119 doi:10.1016/j.autcon.2020.103281
- Götz, W. (1998). *Hydraulics, theory and applications: Bosch Automation*. Stuttgart: Robert Bosch G.m.b.H.
- Herceg, V., Klanfar, M., Herceg, K., & Domitrović, D. (2023). Specific energy consumption of material handling by excavator in the quarrying of crushed stone. *Rudarsko-geološko-Naftni Zbornik*, 38(1), 83–92. <https://doi.org/10.17794/rgn.2023.1.8>
- Holt, G. D., & Edwards, D. (2015). Analysis of interrelationships among excavator productivity modifying factors. *International Journal of Productivity and Performance Management*, 64(6), 853–869. <https://doi.org/10.1108/ijppm-02-2014-0026>
- Hydrotechnik GmbH. (2023, 22. dubna). MultiSystem 5060 - Universal Portable Measuring System Operating Instructions Manual. Hydrotechnik GmbH. https://www.hydrotechnik.com/fileadmin/hydrotechnik/downloads/bedienungsanleitungen/Messtechnik_MultiSystem_5060_BAL_ENG.pdf
- Chen, P., Ding, P., Yang, C., & Huang, K. D. (2019). Hybrid power system design for multifunctional mini-loader vehicles. *Applied Sciences (Switzerland)*, 9(20) doi:10.3390/app9204439
- Chen, J., Huo, D., Liu, C., Zhang, H., & Wang, Y. (2022). Design and modeling of hardware-in-loop test bench for hydraulic excavator based on dynamic load emulation. *Automation in Construction*, 137 doi:10.1016/j.autcon.2022.104196
- Cheng, C., Faurskov Cordtz, R., Dyhr Pedersen, T., Winther, K., Langballe Førby, N., & Schramm, J. (2023). Investigation of combustion characteristics, physical and chemical ignition delay of methanol fuel in a heavy-duty turbo-charged compression ignition engine. *Fuel*, 348 doi:10.1016/j.fuel.2023.128536
- Jeřábek, K., Helebrandt, F., Jurman, J., & Voštová, V. (1996). *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita.
- Jeřábek, K., Voštová, V., & Helebrant, F. (2001). *Provoz a údržba strojů I. část Provoz strojů*. Praha: Vydavatelství ČVUT.
- Jung, T., Raduenz, H., Krus, P., J. De Negri, V., & Lee, J. (2022). Boom energy recuperation system and control strategy for hydraulic hybrid excavators. *Automation in Construction*, 135 doi:10.1016/j.autcon.2021.104046

Jůza, M. (2017). Porovnání energetické náročnosti hydraulického systému ovládání pracovních mechanismů na stroji UDS 114 [Diplomová práce]. Praha: Česká zemědělská univerzita v Praze

Jůza, M., & Heřmánek, P. (2020). The Study of Factors Affecting the Efficiency of the Universal Finishing Machine UDS 214. In International Conference of Young Scientists ICYS 2020 (pp. 133–141). Czech University of Life Sciences Prague. https://2020.icys.cz/Proceeding_ICYS2020.pdf

Juza, M., & Hermanek, P. (2022). STUDY OF THE ENERGY EFFICIENCY OF THE UDS 214 EXCAVATOR HYDRAULIC SYSTEM. *MM Science Journal, 2022-October*, 5768-5774. doi:10.17973/MMSJ.2022_10_2022077

Jůza, M., & Heřmánek, P. (2023). Influence of the excavator hydraulic system efficiency on the productivity. *Research in Agricultural Engineering*, 69(1), 18-27. doi:10.17221/77/2021-RAE

Kujundžić, T., Klanfar, M., Korman, T., & Briševac, Z. (2021). Influence of crushed rock properties on the productivity of a hydraulic excavator. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(5), 1-15. doi:10.3390/app11052345

Nguyen, V. H., Do, T. C., & Ahn, K. K. (2023). Investigation and Optimization of Energy Consumption for Hybrid Hydraulic Excavator with an Innovative Powertrain. *Actuators*, 12(10), 382. <https://doi.org/10.3390/act12100382>

Pivoňka, J., Bříza, J., Kopáček, J., Liška, A., Prokeš, J., Příkryl, I., & Slavíček, F. (1987). *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury.

Rakhutin, M. G., Khanh, G. Q., Krivenko, A. E., & van Hiep, T. (2023). Evaluation of the influence of the hydraulic fluid temperature on power loss of the mining hydraulic excavator. *Journal of Mining Institute*, 261, 374–383.

Tan, L., He, X., Xiao, G., Jiang, M., & Yuan, Y. (2022). Design and energy analysis of novel hydraulic regenerative potential energy systems. *Energy*, 249 doi:10.1016/j.energy.2022.123780

Tong, Z., Wu, S., Tong, S., Yue, Y., Li, Y., Xu, Z., & Zhong, Y. (2020). Energy-saving technologies for construction machinery: A review of electro-hydraulic pump-valve coordinated system. *Journal of Zhejiang University: Science A*, 21(5), 331-349. doi:10.1631/jzus.A2000094

Trinh, H., Truong, H. V. A., Do, T. C., Nguyen, M. H., Phan, V. D., & Ahn, K. K. (2022). Optimization-based energy management strategies for hybrid construction machinery: A review. *Energy Reports*, 8, 6035-6057. doi:10.1016/j.egy.2022.04.050

Wang, B., Liu, H., Hao, Y., Quan, L., Li, Y., & Zhao, B. (2021). Design and analysis of a flow-control valve with controllable pressure compensation capability for mobile machinery. *IEEE Access*, 9, 98361-98368. doi:10.1109/ACCESS.2021.3095402

- Wood, F. C. (2010). *Mobile Hydraulics manual*. Maumee: Eaton Corporation.
- Xu, B., & Cheng, M. (2018). Motion control of multi-actuator hydraulic systems for mobile machineries: Recent advancements and future trends. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 13(2), 151-166. doi:10.1007/s11465-018-0470-5
- Yang, J., Edwards, D. J., & Love, P. E. D. (2003). A computational intelligent fuzzy model approach for excavator cycle time simulation. *Automation in Construction*, 12(6), 725-735. doi:10.1016/S0926-5805(03)00056-6
- Yang, J., Liu, B., Zhang, T., Hong, J., & Zhang, H. (2022). Application of energy conversion and integration technologies based on electro-hydraulic hybrid power systems: A review. *Energy Conversion and Management*, 272 doi:10.1016/j.enconman.2022.116372
- Yeom, D., Yoo, H., Kim, J., & Kim, Y. S. (2023). Development of a vision-based machine guidance system for hydraulic excavators. *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, 22(3), 1564-1581. doi:10.1080/13467581.2022.2090365
- Yu, Y., Do, T. C., Yin, B., & Ahn, K. K. (2022). Improvement of Energy Saving for Hybrid Hydraulic Excavator with Novel Powertrain. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*. <https://doi.org/10.1007/s40684-022-00437-9>
- Yoon, J., Kim, J., Seo, J., & Suh, S. (2014). Spatial factors affecting the loading efficiency of excavators. *Automation in Construction*, 48, 97–106. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2014.08.002>
- Zhang, Q. (2009). *Basics of Hydraulic Systems*. Boca Raton: CRC Press.

PŘÍLOHA

Seznam příloh

Příloha 1: Naměřené hodnoty tlaku, průtoku a teploty hydraulického oleje v hydraulickém systému teleskopického rypadla UDS 214 – ve stavu před provedenou inovací

Příloha 2: Naměřené hodnoty tlaku, průtoku a teploty hydraulického oleje v hydraulickém systému teleskopického rypadla UDS 214 – ve stavu po provedené inovaci

Příloha 3: Tabulky se stanovením celkové výkonové ztráty pro jednotlivé hydraulické obvody rypadla UDS 214 před inovací hydraulického systému

Příloha 4: Tabulky se stanovením celkové výkonové ztráty pro jednotlivé hydraulické obvody rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému

Příloha 5: Fotodokumentace

Příloha 1: Naměřené hodnoty tlaku, průtoku a teploty hydraulického oleje v hydraulickém systému teleskopického rypadla UDS 214 – ve stavu před provedenou inovací

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku

BR A8VO107 (levá část) / BR 7M8-22

BR 7M8-22 / přímočarý hydromotor výsuvu (malá komora)

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	156,1	41
5	154,4	42
10	146,5	44,6
13	134,4	48
16	115,3	49
20	94,3	51,1
27	68,5	52,7

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	155	29,5
5	153,9	32,1
10	144	34,2
13	121,3	35,6
16	38,7	35,9

Hydraulický obvod otoče nástavby rypadla UDS 214

BR A8VO107 (levá část) / BR 7M8-22

BR 7M8-22 / hydromotor otoče Poclain

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	155,1	43
5	154,2	44
10	145,3	46,2
13	133,1	49
16	114	53
20	93,2	54,1
27	67,2	55,3

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	121,7	30,5
5	119,6	31,9
10	115,9	33
13	113,7	34,2
16	110,8	36
20	100,7	37,5
26	25,5	38,3

Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku rypadla UDS 214

BR A8VO107 (pravá část) / BR 7M8-22

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	158	33,6
5	156	35,3
10	153,3	36,7
13	147	38,6
16	131,5	40,4
20	111,7	42
27	77,7	43,5

BR 7M8-22 / přímočaré hydromotory
zdvihu výložníku

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	149	37,7
5	144	40,4
10	96,3	42,6
13	55	45,2
16	41,5	46,1
20	34,5	47,5
26	11,7	48,7

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje rypadla UDS 214

BR A8VO107 (pravá část) / BR 7M8-22

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	156	36,3
5	154	38,2
10	151,3	39,6
13	145	41
16	129,4	43,1
20	109,8	45
27	76,3	47,2

BR 7M8-22 / přímočarý hydromotor
nástroje

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	143,3	30
5	141,3	38,7
10	134,8	40,5
13	132,4	42
16	130	43,7
20	112,7	47
26	41,5	48,7

Příloha 2: Naměřené hodnoty tlaku, průtoku a teploty hydraulického oleje v hydraulickém systému teleskopického rypadla UDS 214 – ve stavu po provedené inovaci

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku

BR A8VO107 (levá část) / BR 7M8-22

BR 7M8-22 / přímočarý hydromotor výsuvu (malá komora)

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	157,8	37,7
5	156,6	38,9
10	153,3	40
13	147,8	40,9
16	134,4	41,6
20	118,4	42,8
25	98,6	44,1
27	89,18	45,5

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	157,3	43,5
5	154,4	45,8
10	149,3	47
13	146,5	47,8
15	89,2	48,3
16	45,68	48,4

Hydraulický obvod otoče nástavby rypadla UDS 214

přidané čerpadlo BR A10VO45 / přidaný
jednosekční rozvaděč BR 1MO-16

přidaný jednosekční rozvaděč BR 1MO-16
/ hydromotor otoče Poclain

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	73,2	35,4
5	72	36,7
10	70,7	38,5
13	69,9	40,2
16	69	41
20	67,7	41,6
23	67,2	42,5
24,1	65	43,7

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	72,2	31,6
5	71,3	37,4
10	69,7	39,1
13	69,1	40,3
16	68	40,9
20	66,7	41,7
23	61	42,4
24	52,464	43,9

Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku rypadla UDS 214

BR A8VO107 (pravá část) / BR 7M8-22

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	161,8	46,3
5	159,3	46,7
10	155,4	47,4
13	148	48
16	135,8	48,8
20	117,6	49,9
25	95,7	51,5
27	86,9	52,4

BR 7M8-22 / přímočaré hydromotory
zdvihu výložníku

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	157,7	38,9
5	156,6	40,1
10	152,7	41,2
13	145,3	42,3
16	133	43,7
20	110,4	44,8
26	51,34	46,5

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje rypadla UDS 214

BR A8VO107 (pravá část) / BR 7M8-22

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	161,1	46,1
5	159,9	46,6
10	156,4	47,5
13	146,9	48,1
16	135,6	48,7
20	116,4	50,1
25	96,4	51,4
27	88,4	52,3

BR 7M8-22 / přímočarý hydromotor
nástroje

p [MPa]	Q [dm ³ · min ⁻¹]	t [°C]
0	156,8	43,9
5	153,9	45,8
10	150,9	46,6
13	143,6	47,2
16	131	48,4
20	115,8	49,5
25	76	50,4
26	48,5	50,7

Příloha 3: Tabulky se stanovením celkové výkonové ztráty pro jednotlivé hydraulické obvody rypadla UDS 214 před inovací hydraulického systému

Hydraulický obvod otoče nástavby

Hydraulický obvod otoče nástavby - před inovací hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A8VO107	1	 	7 852
Hadice Ø25 mm / 490 mm	1	2,70	3,02
Trubka Ø28 mm / 980 mm	1	2,75	3,08
koleno 90° Ø28 mm	2	3,78	4,23
šroubení Ø25 mm	1	0,23	0,26
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	8,83	9,89
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	15,63	17,51
rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22	1	630	706
Trubka Ø22 mm / 210 mm	1	0,59	0,25
Trubka Ø22 mm / 130 mm	1	0,37	0,16
Trubka Ø22 mm / 450 mm	1	1,27	0,55
koleno 90° Ø22 mm	2	1,46	0,63
šroubení Ø22 mm	1	0,06	0,03
Hadice Ø16 mm / 450 mm	1	5,68	2,44
koleno 90° Ø16 mm	1	2,61	1,12
šroubení Ø16 mm	1	0,21	0,09
Hadice Ø16 mm / 830 mm	1	10,48	4,51
šroubení Ø16 mm	1	0,21	0,09
Celková výkonová ztráta P_{zc} [W]			8 605,20

$$Q_1 = 1,12 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,43 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Hydraulický obvod zdvihu výložníku

Hydraulický obvod zdvihu výložníku - před inovací hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A8VO107	1	 	7 813
Hadice Ø25 mm / 660 mm	1	4,21	5,45
šroubení Ø25 mm	1	0,31	0,40
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	10,21	13,22
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	20,89	27,05
rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22	1	545	705,775
Trubka Ø28 mm / 110 mm	1	0,16	0,09
koleno 90° Ø28 mm	5	2,5	1,44
Trubka Ø28 mm / 140 mm	1	0,2	0,12
Trubka Ø28 mm / 60 mm	1	0,09	0,05
šroubení Ø25 mm	3	0,186	0,11
Hadice Ø25 mm / 410 mm	1	1,16	0,67
Trubka Ø28 mm / 1250 mm	1	1,8	1,04
Trubka Ø28 mm / 110 mm	1	0,16	0,09
Hadice Ø25 mm / 1450 mm	1	4,11	2,36
koleno 90° Ø25 mm	1	0,78	0,45
šroubení Ø25 mm	1	0,062	0,04
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	4,53	2,60
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			8 573,55

$$Q_1 = 1,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,58 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje - před inovací hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p _z [kPa]	P _z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A8VO107	1	 	7 900
Hadice Ø25 mm / 660 mm	1	4,13	5,25
šroubení Ø25 mm	1	0,3	0,38
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	10,01	12,71
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	20,09	25,51
rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22	1	500	635,00
Trubka Ø22 mm / 250 mm	1	6,88	4,75
koleno 90° Ø22 mm	1	1,88	1,30
Trubka Ø22 mm / 340 mm	1	1,54	1,06
šroubení Ø22 mm	2	0,3	0,21
Hadice Ø25 mm / 410 mm	1	1,39	0,96
koleno 90° Ø22 mm	3	5,64	3,89
Trubka Ø22 mm / 1150 mm	1	5,22	3,60
Trubka Ø22 mm / 100 mm	1	0,45	0,31
Trubka Ø22 mm / 250 mm	1	1,13	0,78
šroubení Ø16 mm	2	0,3	0,21
Hadice Ø16 mm / 4300 mm	1	87,16	60,14
Trubka Ø18 mm / 4000 mm	1	40,49	27,94
Hadice Ø16 mm / 830 mm	1	16,82	11,61
šroubení Ø16 mm	1	0,53	0,37
Celková výkonová ztráta P_{ZC} [W]			8 695,57

$$Q_1 = 1,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,58 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku - před inovací hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p _Z [kPa]	P _Z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A8VO107	1	 	8 887
Hadice Ø25 mm / 490 mm	1	2,75	3,14
Trubka Ø28 mm / 980 mm	1	2,8	3,19
koleno 90° Ø24 mm	2	3,92	4,47
šroubení Ø25 mm	1	0,24	0,27
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	8,99	10,25
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	16,19	18,46
rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22	1	500	570
Trubka Ø22 mm / 220 mm	1	0,94	0,61
koleno 90° Ø24 mm	4	6,68	4,34
Trubka Ø22 mm / 600 mm	1	2,56	1,66
šroubení Ø22 mm	4	0,52	0,34
Hadice Ø25 mm / 410 mm	1	1,31	0,85
Trubka Ø22 mm / 1110 mm	1	4,74	3,08
Trubka Ø22 mm / 170 mm	1	0,73	0,47
Trubka Ø22 mm / 200 mm	1	0,85	0,55
Hadice Ø25 mm / 1850 mm	1	5,93	3,85
Trubka Ø22 mm / 110 mm	1	0,47	0,31
Trubka Ø22 mm / 1610 mm	1	6,88	4,47
šroubení Ø22 mm	1	0,13	0,08
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	5,13	3,33
Celková výkonová ztráta P_{ZC} [W]			9 520,79

$$Q_1 = 1,14 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,65 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Příloha 4: Tabulky se stanovením celkové výkonové ztráty pro jednotlivé hydraulické obvody rypadla UDS 214 po inovaci hydraulického systému

Hydraulický obvod otoče nástavby

Hydraulický obvod otoče nástavby - po inovaci hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VO45	1	8,34	2 184
koleno 90° Ø19 mm	1	8,34	9,03
Hadice Ø19 mm / 1160 mm	1	18,56	20,10
šroubení Ø20 mm	2	1,06	1,15
Hadice Ø20 mm / 180 mm	1	2,35	2,55
šroubení Ø19 mm	1	0,66	0,71
Hadice Ø19 mm / 545 mm	1	8,72	9,44
koleno 90° Ø19 mm	1	8,34	9,03
šroubení Ø19 mm	1	0,66	0,71
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	52,22	56,55
rozvaděč Bosch Rexroth 1MO-16	1	15	16,25
koleno 90° Ø15 mm	1	13,99	12,23
Trubka Ø15 mm / 70 mm	1	1,86	1,63
šroubení Ø19 mm	1	0,43	0,38
Hadice Ø19 mm / 900 mm	1	11,63	10,17
koleno 90° Ø19 mm	1	5,44	4,76
šroubení Ø19 mm	1	0,43	0,38
Celková výkonová ztráta P_{ZC} [W]			2 339,07

$$Q_1 = 1,083 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,8744 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Hydraulický obvod zdvihu výložníku

Hydraulický obvod zdvihu výložníku - po inovaci hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A8VO107	1	 	6 199
Hadice Ø25 mm / 660 mm	1	4,71	6,82
šroubení Ø25 mm	1	0,39	0,56
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	11,42	16,54
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	26,13	37,84
rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22	1	930	1346,92
Trubka Ø28 mm / 110 mm	1	0,24	0,21
koleno 90° Ø28 mm	5	5,8	5,09
Trubka Ø28 mm / 140 mm	1	0,31	0,27
Trubka Ø28 mm / 60 mm	1	0,13	0,11
šroubení Ø25 mm	3	0,432	0,38
Hadice Ø25 mm / 410 mm	1	1,77	1,55
Trubka Ø28 mm / 1250 mm	1	2,75	2,41
Trubka Ø28 mm / 110 mm	1	0,24	0,21
Hadice Ø25 mm / 1450 mm	1	6,27	5,50
koleno 90° Ø25 mm	1	1,83	1,61
šroubení Ø25 mm	1	0,144	0,13
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	6,92	6,07
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			7 630,98

$$Q_1 = 1,4483 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,8774 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje - po inovaci hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p _z [kPa]	P _z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A8VO107	1	 	6 203
Hadice Ø25 mm / 660 mm	1	4,79	7,06
šroubení Ø25 mm	1	0,41	0,60
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	11,62	17,12
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	27,03	39,82
rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22	1	895	1318,34
Trubka Ø22 mm / 250 mm	1	1,33	1,08
koleno 90° Ø22 mm	1	2,58	2,09
Trubka Ø22 mm / 340 mm	1	1,81	1,46
šroubení Ø22 mm	2	0,4	0,32
Hadice Ø25 mm / 410 mm	1	1,63	1,32
koleno 90° Ø22 mm	3	7,74	6,26
Trubka Ø22 mm / 1150 mm	1	6,11	4,94
Trubka Ø22 mm / 100 mm	1	0,53	0,43
Trubka Ø22 mm / 250 mm	1	1,33	1,08
šroubení Ø16 mm	2	1,46	1,18
Hadice Ø16 mm / 4300 mm	1	102,1	82,53
Trubka Ø18 mm / 4000 mm	1	47,43	38,34
Hadice Ø16 mm / 830 mm	1	19,71	15,93
šroubení Ø16 mm	1	0,73	0,59
Celková výkonová ztráta P_{ZC} [W]			7 743,56

$$Q_1 = 1,473 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,8083 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku - po inovaci hydraulického systému			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A8VO107	1	 	7 204
Hadice Ø25 mm / 490 mm	1	3,59	5,34
Trubka Ø28 mm / 980 mm	1	3,65	5,42
koleno 90° Ø24 mm	2	12,34	18,34
šroubení Ø25 mm	1	0,41	0,61
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	11,72	17,42
rozvodné šoupátko rozvaděče	1	27,52	40,90
rozvaděč Bosch Rexroth 7M8-22	1	600	892
Trubka Ø22 mm / 220 mm	1	1,05	0,77
koleno 90° Ø24 mm	4	5,92	4,31
Trubka Ø22 mm / 600 mm	1	2,87	2,09
šroubení Ø22 mm	4	0,68	0,50
Hadice Ø25 mm / 410 mm	1	1,47	1,07
Trubka Ø22 mm / 1110 mm	1	5,32	3,88
Trubka Ø22 mm / 170 mm	1	0,81	0,59
Trubka Ø22 mm / 200 mm	1	0,96	0,70
Hadice Ø25 mm / 1850 mm	1	6,64	4,84
Trubka Ø22 mm / 110 mm	1	0,53	0,39
Trubka Ø22 mm / 1610 mm	1	7,71	5,62
šroubení Ø22 mm	1	0,17	0,12
Hadice Ø25 mm / 1600 mm	1	5,75	4,19
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			8 212,47

$$Q_1 = 1,4863 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,7287 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Příloha 5: Fotodokumentace

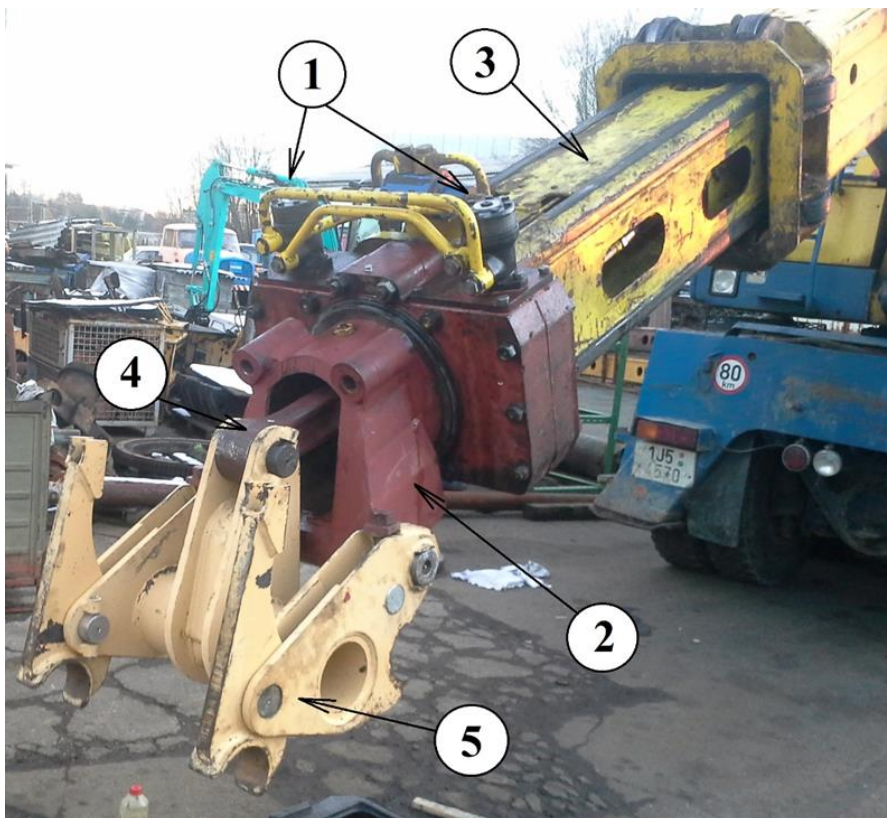
PO 1 *Přímočarý hydromotor (110/70/4300) pro výsuv vnitřního teleskopického ramene*



PO 2 *Dvojice přímočarých hydromotorů (125/80/1000) pro zdvih výložníku*



PO 3 Dvojice rotačních hydromotorů Bosch Rexroth GMR 125 otočné hlavy



1 – dvojice rotačních hydromotorů Bosch Rexroth GMR 125, 2 – otočná hlava, 3 – vnitřní teleskopické rameno, 4 – táhlo přímočarého hydromotoru nástroje, 5 – rychloupínač

PO 4 Detail demontovaného přímočarého hydromotoru nástroje (125/80/500)



PO 5 *Detail radiálního rotačního hydromotoru Poclain*

