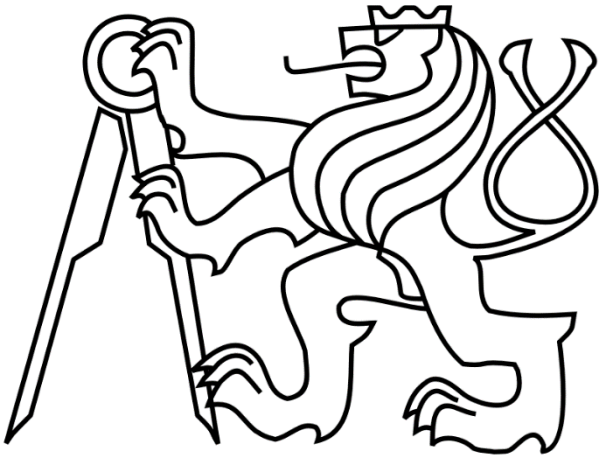
FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Optimalizace hydraulického obvodu exkavátoru E20

2016 **Daniel Kalina**

Vysoká škola:	**ČVUT v Praze**
Fakulta:	**strojní**
Ústav:	**Výrobní stroje a zařízení**
Akademický rok:	**2015/2016**

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro **Daniel Kalina**

Program: Teoretický základ strojního inženýrství

Obor:

Téma práce: **Optimalizace hydraulického obvodu exkavátoru E20**

Optimization of hydraulic circuit E20 excavator

Stručná osnova zadání:

Ve většině vyráběných exkavátorů od firmy Bobcat do hmotnosti 3t se používá hydraulický systém open center. Tento systém má velmi omezenou možnost nastavení průtoku oleje, který omezuje nastavení maximální rychlosti v součinnosti s dalšími funkcemi. Systému flow-sharing dovoluje lepší optimalizaci dodávky průtoků do jednotlivých pracovních jednotek a dokáže fungovat i s více typy hydrogenerátorů.

1. Popište funkci a pracovní parametry exkavátoru E20
2. Popište možné hydraulické systémy používané v exkavátorech
3. Vypočtěte pracovní rozsahy použití hydrogenerátoru PVD-0B pro systém „Open center“
4. Vypočtěte pracovní rozsahy použití hydrogenerátoru A10V0 pro systém „Flow-sharing“
5. Porovnejte oba systémy z energetického hlediska

Rozsah grafické části práce:	Potřebná hydraulická schémata
Rozsah textové části práce:	25 – 45 stran
Doporučená literatura:	VOSTROVSKÝ, Jiří. Hydraulické a pneumatické mechanismy. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1991. ISBN 80-01-00626-3. Pivoňka, Josef aj. Tekutinové mechanismy. 1. vyd. Praha: SNTL, 1987. 623 s. NEVRLÝ, J. Modelování systémů s hydraulickými mechanismy. Brno: Bosch Rexroth, s. r. o., 2002. 173 s. ISBN: 80-214-2187- 8. Cerha, Josef. Hydraulické a pneumatické mechanismy I. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. 317 s. ISBN 978-80-7372-560-0.
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Konzultant bakalářské práce:	Bc. Jan Lacina – DOOSAN BOBCAT
Datum zadání bakalářské práce:	25. 4. 2016
Termín odevzdání bakalářské práce:	15. 7. 2016

Neodevzdá-li student bakalářskou práci v určeném termínu, musí tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit a omluva být děkanem uznána. Děkan studentovi stanoví náhradní termín odevzdání bakalářské práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, musí si student zapsat bakalářskou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne: ..... Kalina

student

L.S.

Ing. Petr Kolář, Ph.D.
vedoucí ústavu

Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 20. 4. 2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v přiloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009. Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne …… ……..…….

podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D. za odborné vedení a pomoc během vypracování celé práce. Dále bych chtěl poděkovat kolektivu z firmy Bobcat za cenné rady a připomínky.

Anotace

Autor:	Daniel Kalina
Název BP:	Optimalizace hydraulického obvodu exkavátoru E20
Rozsah práce:	44 str., 43 obr, 2 tab.
Školní rok vyhotovení:	2016
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí bakalářské DP:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Konzultant:	Bc. Jan Lacina
Zadavatel:	DOOSAN BOBCAT
Využití:	Výpočtový model energetické náročnosti systémů Open-center a Flow-sharing, výpočet nastavení hydrogenerátoru A10VO
Klíčová slova:	Exkavátor E20, hydraulický obvod, hydrogenerátor, hydromotor, Open-center, Flow-sharing
Anotace:	Tato práce se zabývá hydraulickým obvodem exkavátoru (rypadla) E20. Systém Open-center, s kterým obvod v současné době pracuje, je v porovnání s modernějšími systémy zastaralý. Nový systém Flow-sharing nabízí nové možnosti regulace tlaků a průtoků v obvodu, čímž lze docílit značných energetických úspor. To potvrzují provedené výpočty energetických náročností obou systémů. Výsledky této práce by měli posloužit jako podklady při rozhodování, zda navrhovaný systém v kompaktních exkavátorech firmy Bobcat použít.

Annotation

Author:	Daniel Kalina
Title of bachelor dissertation:	Optimization of hydraulic circuit E20 excavator
Extent:	44 p., 43 fig., 2 tab.
Academic year:	2016
University:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines
Supervisor:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Consultant:	Bc. Jan Lacina
Submitter of the Theme:	DOOSAN BOBCAT
Application:	Computation model of energey consumption of systems Open-center and Flow-sharing, calculated settings of hydraulic pump A10VO
Key words:	Excavator E20, Hydraulic circuit, Open-center, Flow-sharing
Annotation:	This thesis is concerned with hydraulic circuit of excavator (digger) E20. Current hydraulic circuit works with Open-center systém which is, compared to modern systems, outdated. New system Flow-sharing offers new options of pressure and flow regulations. Considerable energy savings can be achieved by using suggested systém in hydraulic circuit of E20. This premise confirms calculations of energy consumption of both systems. Results can be used in decision, whether systém Flow-sharing should be used in compact excavators made by Bobcat.

Obsah

1. Úvod ... 9
1.1. Cíl bakalářské práce ... 9
2. Exkavátor E20 ... 10
2.1. Agregát ... 10
2.2. Hydraulický systém ... 12
2.3. Hydromotory ... 13
3. Hydraulické systémy užívané v obvodech mobilní techniky ... 14
3.1. Open center ... 14
3.2. Closed center ... 15
3.3. Closed-center Load-sensing ... 17
3.4. Flow-sharing ... 21
3.4.1. Rozvaděč se systémem Flow sharing ... 22
4. Porovnání systémů Open-center a Flow-sharing ... 23
4.1. Výpočet pracovních rozsahů hydrogenerátorů ... 23
4.1.1. Pracovní rozsahy hydrogenerátoru užitém v systému Open-center ... 25
4.1.2. Pracovní rozsahy hydrogenerátoru užitém v systému Flow-sharing ... 27
4.2. Výpočet energetické náročnosti hydraulických systémů ... 30
4.2.1. Systém Open-center ... 30
4.2.2. Systém Flow-sharing ... 32
5. Vyhodnocení výpočtů energetické náročnosti systémů Open-center a Flow-sharing ... 36
5.1. Režim bez aktivního hydromotoru ... 37
5.2. Režim průměrného zatížení aktivních hydromotorů ... 37
5.3. Režim maximálního zatížení aktivních hydromotorů ... 38
5.4. Speciální režim pohonu více hydromotorů ... 39
6. Závěr ... 40
Seznamy ... 41
Seznam použité literatury ... 41
Seznam použitých symbolů ... 42
Seznam obrázků ... 43
Seznam tabulek ... 44
Seznam příloh ... 44

1. Úvod

Stroj E20 je zástupce řady kompaktních exkavátorů (rypadel) vyráběných firmou Bobcat v Dobříši. Tématem této práce, které mi zadala firma Bobcat, je hydraulický obvod tohoto stroje a návrh jeho optimalizace. V současné době pracuje hydraulický obvod se systémem Open-center. K zaručenému pohonu všech více aktivních hydromotorů je nutné používat hydrogenerátor s třemi tlakovými výstupy, což vede k složitému vedení hadic ve stroji. Samotný systém je navíc v porovnání s modernějšími energeticky náročný. Proto vedení firmy Bobcat uvažuje o inovaci hydraulického obvodu. Navrhovaný systém Flow-sharing, ve kterém je možné použit regulační hydrogenerátor s jedním tlakovým výstupem, by tyto problémy měl vyřešit.

V první části práce bude popsán hydraulický obvod stroje E20 a prvky, ze kterých se skládá. Dále následuje popis fungování zmíněných systémů. V druhé části práce budou oba systémy porovnány z hlediska energetické náročnosti, které budou vypočteny na základě dat poskytnutých firmou Bobcat. Výstupem práce bude porovnání energetických náročností obou systémů a zhodnocení, zda navrhovaný systém Flow-sharing splňuje dané předpoklady.

1.1. Cíl bakalářské práce

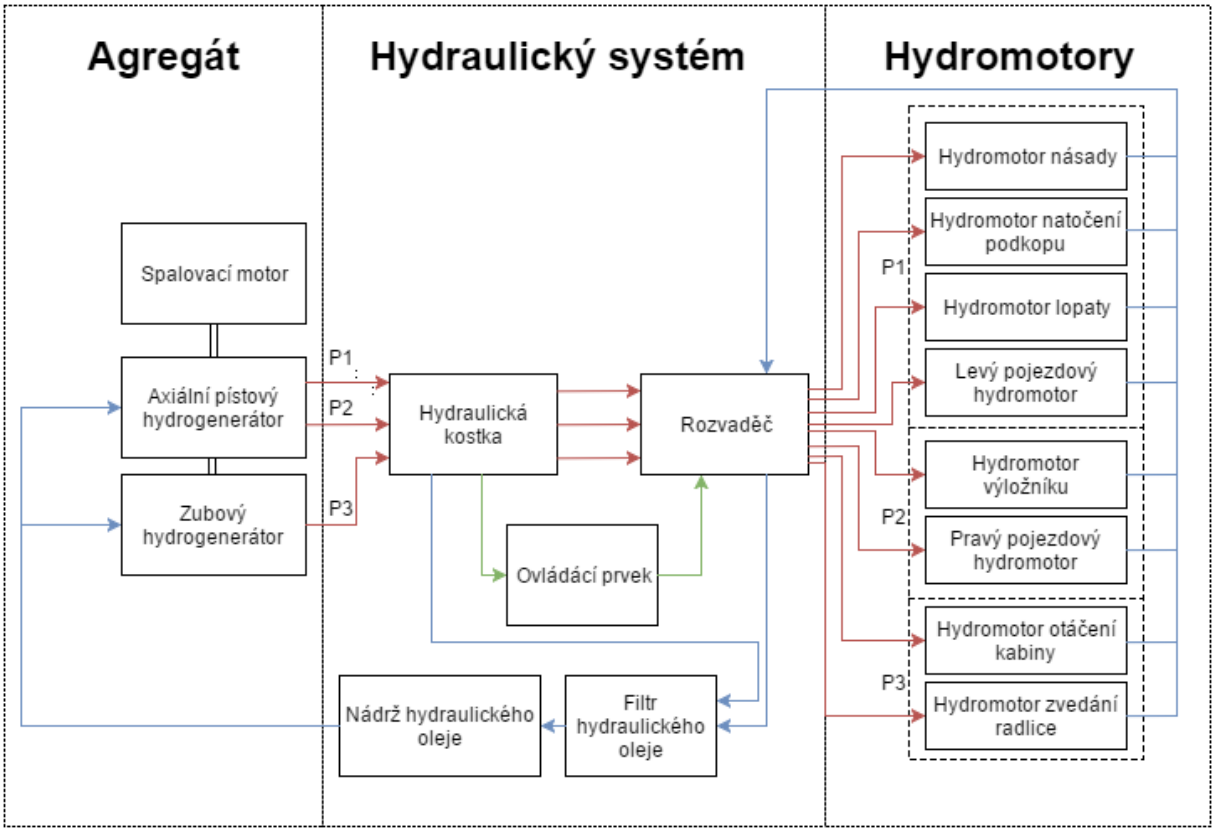
Cílem této práce je porovnat systémy Open-center a Flow-sharing z hlediska energetické náročnosti. K tomu bude zapotřebí:

- Analyzovat systémy Open-center a Flow-sharing – princip fungování, možnosti regulace průtoku a tlaku v obvodu
- Určit pracovní rozsahy hydrogenerátoru PVD-0B pro systém Open-center
- Určit pracovní rozsahy hydrogenerátoru A10VO pro systém Flow-sharing
- Zpracovat data z měření na stroji E20
- Vypočíst energetické náročnosti obou systémů
- Vyhodnotit výsledky

2. Exkavátor E20

Stroj E20 je zástupcem skupiny kompaktních exkavátorů neboli rypadel. Své využití najde v přemisťování a těžbě hornin. Svojí konstrukcí je zaměřen na práci především v malých či těžce přístupných prostorech. Číslovka 20 v názvu určuje orientační váhu stroje, která se pohybuje okolo 2 tun. Charakteristickým znakem stroje z této řady je konstrukce kabiny, která při otáčení nepřesahuje pásový podvozek stroje. Ten je osazen dvourychlostními rotačními hydromotory, díky kterým se může stroj pohybovat 2,5km/h nebo 4km/h. Konstrukce podvozku je navržena tak, aby šel z běžné šířky 1360mm stáhnout na 980mm. [1]

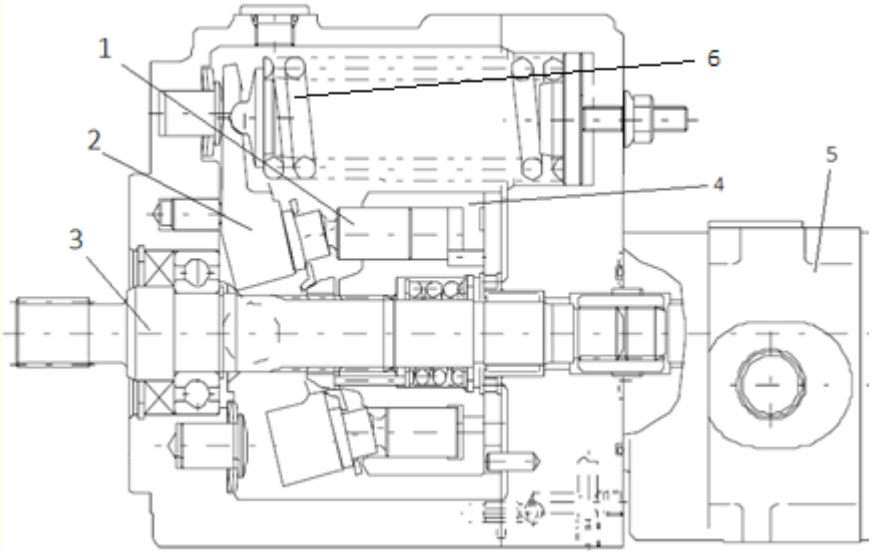
Na obrázku (Obr. 1) je zobrazeno zjednodušené blokové schéma hydraulického obvodu stroje E20. Celý obvod lze rozdělit do tří hlavních bloků: Agregát, Hydraulický systém a Hydromotory.



Obr. 1 Schéma hydraulického obvodu stroje E20

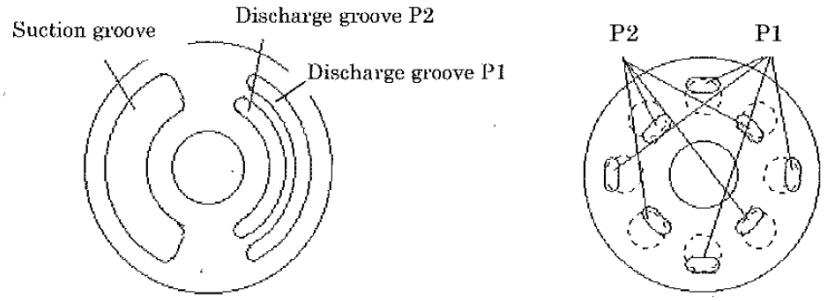
2.1. Agregát

Základní pohonnou jednotkou tohoto stroje je dieselový spalovací motor D722, který pohání hydrogenerátor PVD-0B. Tento model je složen z axiálního pístového hydrogenerátoru s dvěma výstupy, P1 a P2 a dále na hnací hřídeli připojeného zubového hydrogenerátoru s výstupem P3. Funkce hydrogenerátoru v hydraulickém obvodu je generovat průtok tlakové kapaliny sloužící k pohonu hydromotorů stroje. Použití více hydrogenerátorů pro tento typ systému je nutný z důvodu zajištění adekvátních průtoků všem aktivním hydromotorům. [2]



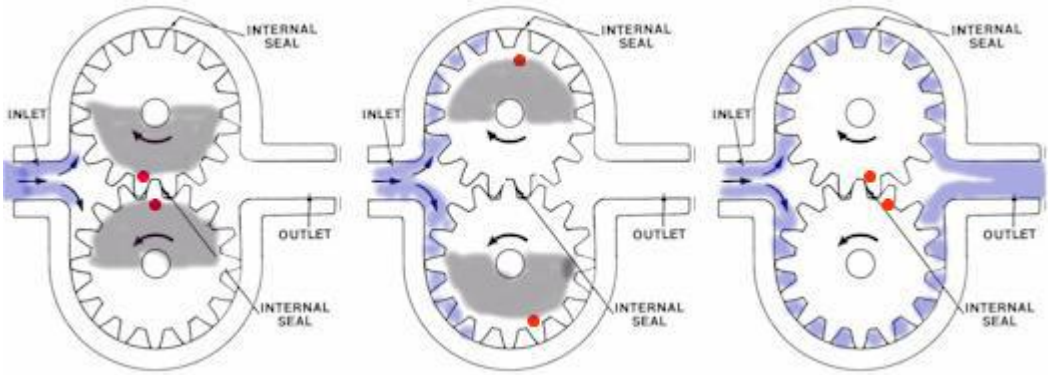
Obr. 2 Řez axiálního hydrogenerátoru [17]

Na výše uvedeném obrázku (Obr. 2) je zobrazen řez axiálního hydrogenerátoru s připojeným zubovým hydrogenerátorem (Pozice 5). Vlivem otáčení hnací hřídele (Pozice 3) dochází k otáčení revolveru s pracovními komorami (Pozice 4), ve kterých jsou umístěny písty (Pozice 1). V závislosti na naklonění šikmé desky (Pozice 2) se periodicky mění geometrický objem komor a dochází k čerpání hydraulické kapaliny do obvodu. Axiální hydrogenerátor má dva tlakové výstupy P1 a P2 (Obr. 1). Na obrázku vlevo (Obr. 3) je zobrazen sací vstup a dva tlakové výstupy a vpravo jsou zobrazeny výstupy pracovních komor. Šikmá deska je tedy spřažena s oběma výstupy, proto jsou průtoky těmito výstupy identické. Velikost geometrického objemu je řízena nakloněním šikmé desky, které reguluje omezovač krouticího momentu (Pozice 6). V závislosti na tlaku na vývodech, který silově působí na desku, dochází ke stlačování pružiny omezovače, čímž se reguluje geometrický objem. Hydrogenerátor generuje průtok pouze jedním směrem a nenabízí reverzaci. Jeho primární funkcí je pohánět hydromotory na výložníku a pojezdu. [3] [4]



Obr. 3 Vlevo – Sací vstup a tlakové výstupy axiálního hydrogenerátoru, Vpravo – Výstupy z pracovních komor [17]

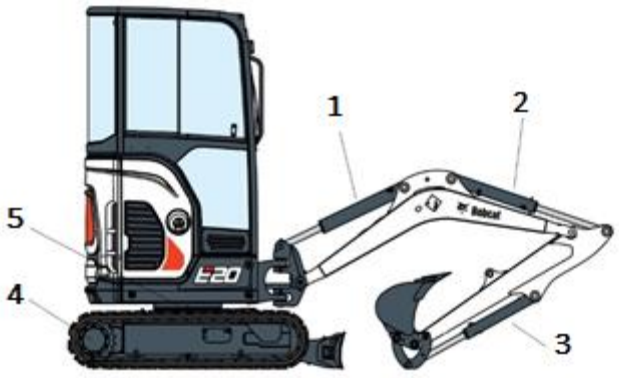
Zubový hydrogenerátor se skládá ze dvou ozubených kol, které jsou umístěny v pracovní komoře (Obr. 4). Má pouze jeden výstup P3 (Obr. 1) a ve stroji E20 se typ tohoto hydrogenerátoru používá jako přídavný a jeho primární funkcí je pohánět hydromotor sloužící k otáčení kabiny. [5]



Obr. 4 Princip fungování zubového hydrogenerátoru [5]

2.2. Hydraulický systém

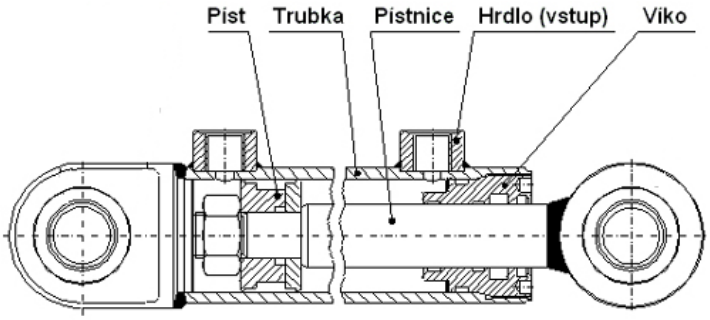
Tlaková kapalina produkovaná hydrogenerátorem je vedena do hydraulické kostky, ve které je zabudováno několik ventilů. Pro správnou funkčnost obvodu je důležitý bezpečnostní tlakový ventil nastavený na hodnotu 231 barů, který v případě vzrůstu tlaku nad danou hodnotu, přepustí tlakovou kapalinu do nádrže a zabrání tak porušení obvodu. Dále je v kostce instalován tlakový ventil nastavený na 30 barů, který přepouští tlakovou kapalinu do řídícího vedení pro ovládání rozvaděče. Z hydraulické kostky tlaková kapalina následuje do proporcionálního rozvaděče SDS100 s otevřeným středem. Rozvaděč je rozdělen do tří sekcí. V první sekci jsou vedením P1 jsou poháněny přímočaré dvojčinné hydromotory lopaty (Obr. 5, Pozice 3), natočení podkopu a násady (Obr. 5, Pozice 2) a rotační hydromotor levého pojezdu. V druhé sekci je vedením P2 poháněn přímočarý dvojčinný hydromotor výložníku (Pozice 1) a rotační hydromotor pravého pojezdu (Obr. 5, Pozice 4). Ve třetí sekci je vedením P3 poháněn rotační hydromotor otáčení kabiny (Obr. 5, Pozice 5) a přímočarý dvojčinný hydromotor radlice. Hydraulická kapalina se z hydromotorů vrací do nádrže přes filtr, ve kterém je zbavena nečistot, které se do ní při oběhu obvodem dostaly. [2]



Obr. 5 Exkavátor E20 [1]

2.3.Hydromotory

Hlavním hydromotorem používaným ke kopacím pracím je přímočarý dvojčinný. Jeho znakem je ovládání tlakovou kapalinou z obou stran pístu. Hydromotor se skládá z pístu, pístnice, trubky, víka a hrdel (Obr. 6).



Obr. 6 Dvojčinný přímočarý hydromotor [21]

K pohonu otáčení kabiny je použit orbitální hydromotor. Přeměna tlakové energie kapaliny na točivý moment probíhá vlivem roztočení pastorku, který koná orbitální pohyb po vnějším ozubeném kole. Hlavním důvodem zvolení tohoto hydromotoru je snadné dosažení velkého výstupního momentu při nízkých otáčkách. [6]

Pohon pojezdu zajišťuje rotační axiální hydromotor. Svojí konstrukcí je stejný, jako popsaný axiální hydrogenerátor. Princip fungování je ovšem opačný. Do hydromotoru je přiváděna tlaková kapalina, která je přeměněna na točivý moment. Geometrický objem hydromotoru je nastavitelný ve dvou polohách, čímž lze dosáhnout dvou pojezdových rychlostí stroje. [7]

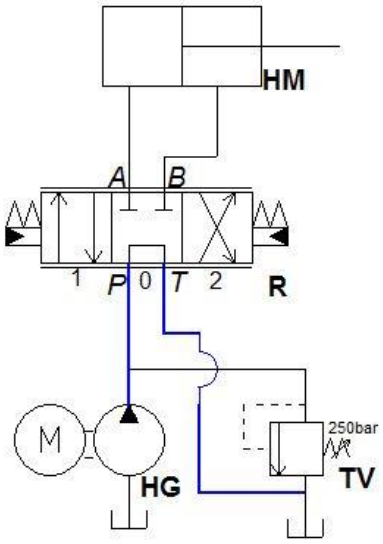
3. Hydraulické systémy užívané v obvodech mobilní techniky

Základním prvkem hydraulického systému je proporcionální rozvaděč a jeho konstrukce. Existují rozvaděče s otevřeným středem, které se používají v systémech Open-center, a s uzavřeným středem, kde je nutnost použití hydrogenerátoru s proměnlivým geometrickým objemem. Systém s rozvaděčem s uzavřeným středem se nazývá Closed-center. Modernější verzí tohoto systému je Closed-center Load-sensing, ve kterém hydrogenerátor s tlakovým regulátorem dokáže snímat zatížení v hydromotoru. Hlavní nevýhodou tohoto systému je ztráta ovladatelnosti aktivních hydromotorů v situaci, kdy dojde k poklesu tlaku vlivem nedostatečné dodávky tlakové tekutiny hydrogenerátorem. Tento problém řeší systém Flow-sharing, který je předmětem této práce. [8] [9] [10]

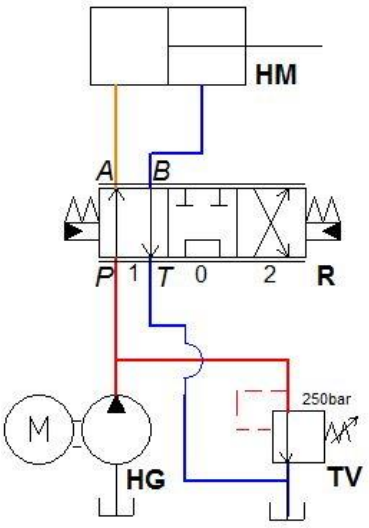
3.1. Open center

Na obrázku (Obr. 7) je vyobrazen základní obvod, který se skládá z hydrogenerátoru s konstantním geometrickým objemem (**HG**), proporcionálního šoupátkového rozvaděče (**R**), tlakového ventilu (**TV**) a hydromotoru (**HM**). V případě, že je šoupátko rozvaděče **R** v poloze 0, tak v obvodu neroste tlak a veškerá čerpaná kapalina projde přes rozvaděč **R** portem ***T*** do nádrže. Hydrogenerátor v tomto případě generuje průtok zbytečně a dochází tak k plýtvání výkonu spalovacího motoru.

Na dalším obrázku (Obr. 8), kdy je šoupátko rozvaděče **R** posunuto do pozice 1, dojde k usměrnění tekutiny do hydromotoru. Rychlost hydromotoru je definována velikostí průtoku do funkce, který se reguluje buď škrtícím ventilem, nebo v případě zobrazeného obvodu na obrázku polohou šoupátka rozvaděče **R.** Hydrogenerátor **HG** s konstantním geometrickým objemem generuje stále stejný průtok tlakové kapaliny nezávisle na tlaku v obvodu nebo požadovaném průtoku do hydromotoru. Vlivem větší dodávky tekutiny, než její spotřeby, dojde ve větvi před portem ***P*** ke vzrůstu tlaku na hodnoty, při kterých by hrozilo poškození obvodu. Pro tento případ je v obvodu umístěn ventil **TV**. Ten je nastaven na maximální tlak, kterého lze v obvodu dosáhnout. V případě, že je maximální hodnota překročena, je ventil uveden do průchozí pozice a kapalina je přepuštěna do nádrže. Ve větvi obvodu před portem ***P*** je tedy tlak daný nastavením ventilu **TV** a ve vedení za portem ***A*** je tlak definovaný zatížením hydromotoru **HM**. [10]

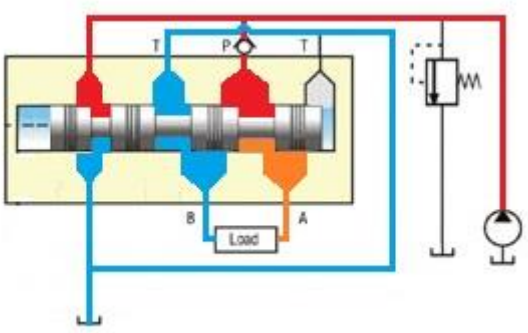


Obr. 7 Hydraulický olej je přečerpáván do nádrže



Obr. 8 Pohon aktivního hydromotoru a přepuštění přebytečné tlakové kapaliny

V praxi se poloha šoupátka rozvaděče **R** pohybuje na rozmezí mezi pozicí **1** a **0**. Na obrázku (Obr. 9) je zobrazen řez rozvaděče **R**, kdy je polohou šoupátka řízen průtok do hydromotoru. Průtok tlakové kapaliny je částečně směřován do hydromotoru a zbytek do nádrže. Čím více je průtok do nádrže přiškrcen, respektive čím více je průchod do hydromotoru otevřen, tím více roste tlak ve větvi ***P***. Hydromotor se začne pohybovat až v momentě, kdy tlak ve větvi ***P*** vzroste nad hodnotu tlaku v aktivním hydromotoru. [11]



Obr. 9 Řez proporcionálního rozvaděče [11]

Jedná se o velmi jednoduchý a funkční obvod. Jeho hlavní výhodou je jeho příznivá cena. V případě výběru správných komponentů může být velmi spolehlivý. Tento systém se v současné době využívá téměř u všech exkavátorů do 3 tun ve firmě Bobcat.

Hlavní nevýhodou je vysoká energetická náročnost tohoto systému. V případě stroje E20 je další nevýhodou složité vedení hadic uvnitř stroje vlivem hydrogenerátoru s třemi výstupy.

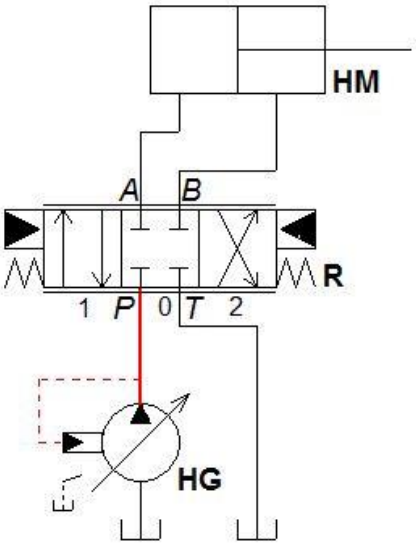
3.2. Closed center

V těchto systémech se používají hydrogenerátory s proměnlivým geometrickým objemem a šoupátkové ventily, které jsou v neutrální poloze neprůchozí, tedy s uzavřeným středem.

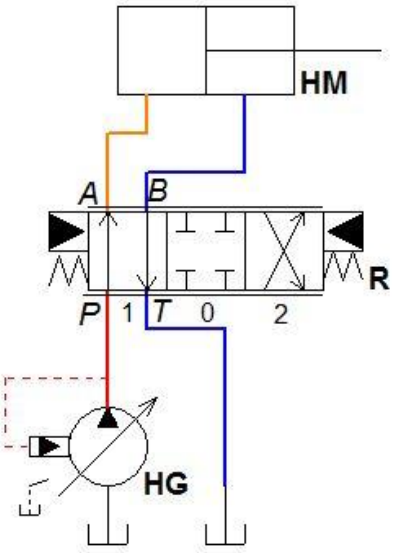
Na obrázku (Obr. 10) je zjednodušené schéma obvodu se systémem Closed-center. Když je šoupátko proporcionálního rozvaděče **R** v poloze 0, začne ve větvi před portem ***P*** růst tlak vlivem práce hydrogenerátoru, ve kterém je interně umístěn tlakový regulátor. Ten při překročení maximálního tlaku, na který je tento regulátor nastaven, stáhne geometrický objem hydrogenerátoru na téměř nulovou hodnotu. Hydrogenerátor nebude generovat téměř žádný průtok, čímž se zamezí dalšímu růstu tlaku v obvodu a omezí se příkon hydrogenerátoru.

V případě, že je šoupátko rozvaděče **R** uvedeno do polohy 1, jak je vyobrazeno na dalším obrázku (Obr. 11), se v obvodu sníží tlak a dojde ke zvýšení dodávky tlakové tekutiny Stejně jako u systému s otevřeným středem, bude průtok do hydromotoru definován pozicí šoupátka rozvaděče **R**. V momentě, kdy hydrogenerátor bude produkovat větší průtok, než je nastaven polohou šoupátka rozvaděče **R**, dojde k růstu tlaku ve větvi před portem ***P***. Když se hodnota tlaku bude blížit hodnotě nastavené na tlakovém regulátoru, dojde k částečnému stažení

geometrického objemu tak, aby byl generovaný průtok roven průtoku požadovanému hydromotorem. Díky přizpůsobení generovaného průtoku požadavku hydromotoru se předejde ztrátám z hlediska množství přečerpané kapaliny. Nicméně tlak ve větvi před portem ***P*** se ustálí na hodnotě blížící se hodnotě nastavené na tlakovém regulátoru v hydrogenerátoru, nezávisle na tlaku za portem ***A***, který je definován zatížením v hydromotoru. [8]

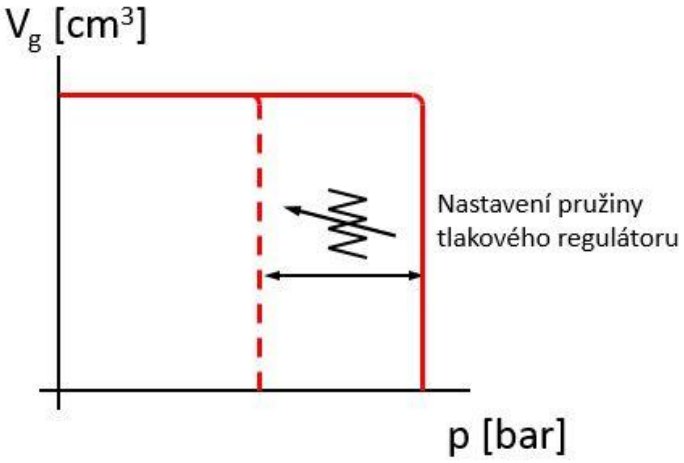


Obr. 10 Stažení geometrického objemu na minimální hodnotu



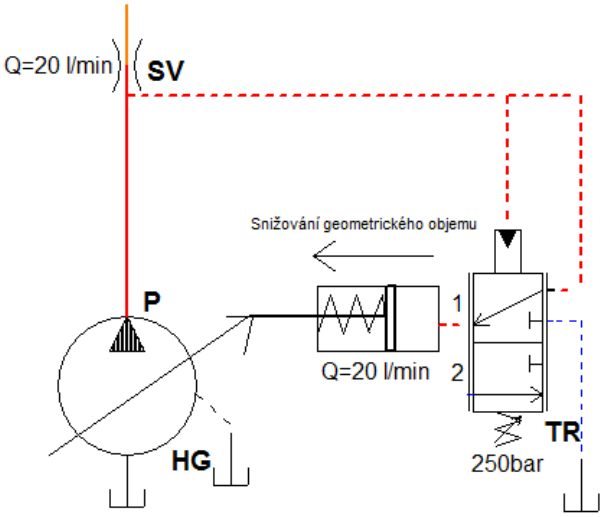
Obr. 11 Přizpůsobení geometrického objemu požadovanému průtoku

Tlakový regulátor je ventil, který je z jedné strany ovládán tlakovou kapalinou a ze strany druhé pružinou. Dle tuhosti pružiny a jejího dodatečného nastavení je definován maximální tlak, kterého lze dosáhnout na výstupu hydrogenerátoru (Obr. 12).

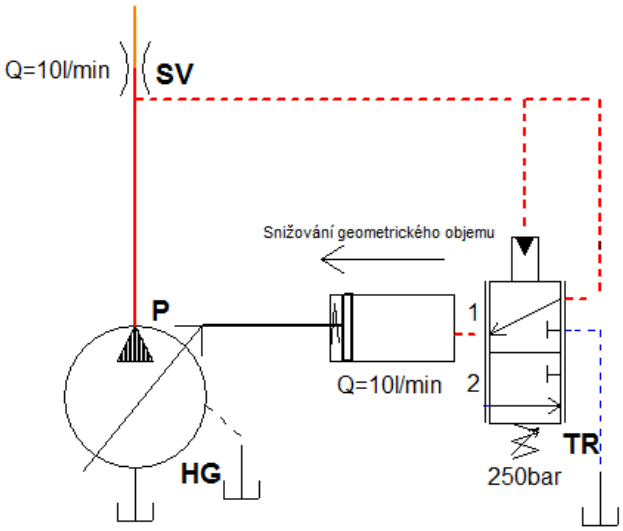


Obr. 12 Pracovní rozsah hydrogenerátoru s tlakovým regulátorem

Na následujících obrázcích (Obr. 13, Obr. 14) je detailněji popsána práce regulátoru **TR** při ději, který nastal na Obr. 11. Pro zjednodušení na následujících obrázcích nahrazuje funkci proporcionálního rozvaděče škrtící ventil **SV**, který reguluje průtok do aktivního hydromotoru. Na Obr. 13 je průtok do hydromotoru nastaven na 20l/min a vlivem regulátoru **TR** je adekvátně snížen geometrický objem hydrogenerátoru **HG.** Hydrogenerátor tak bude generovat pouze požadovaných 20 l/min. Na Obr. 14 byl snížen průtok do hydromotoru na 10 l/min. Znovu dojde ke stažení geometrického objemu do pozice, při které hydrogenerátor bude produkovat pouze 10 l/min. V obou případech je ve větvi **P** před ventilem **SV** tlak blížící se 250 barům, na které je nastaven regulátor **TR.** [12]



Obr. 13 Snížení geometrického objemu na hodnotu, kdy je generovaný průtok 20l/min



Obr. 14 Snížení geometrického objemu na hodnotu, kdy je generovaný průtok 10l/min

Díky proporcionálnímu rozvaděči s uzavřeným středem a hydrogenerátoru s tlakovým regulátorem dochází k regulaci generovaného průtoku tlakové kapaliny v závislosti na požadované rychlosti hydromotoru.

Nicméně vlivem nastavení tlakového regulátoru na vysokou hodnotu dochází stále k značným energetickým ztrátám.

3.3. Closed-center Load-sensing

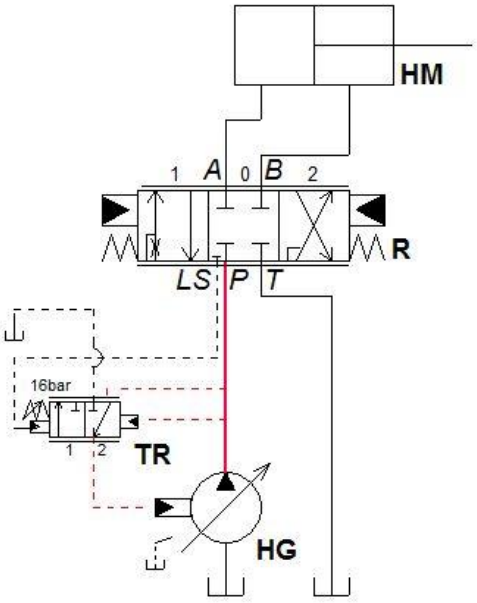
Metoda Load-sensing spočívá ve snímání zátěže v aktivním hydromotoru a předávání této informace pomocí speciálního vedení hydrogenerátoru, který v závislosti na tom reguluje svůj geometrický objem, aby tlak na jeho výstupu odpovídal tlaku vyvolaným hydromotorem.

Na obrázku (Obr. 15a) je zobrazeno schéma obvodu, kde je součástí proporcionálního rozvaděče (**R**) přídavné vedení (***LS***), které přenáší informaci o tlaku v hydromotoru (**HM**) na tlakový regulátor (**TR**), který je interně zabudován do hydrogenerátoru (**HG**). Principem systému je udržovat konstantní tlakový spád na rozvaděči ***R*** nezávisle na tlaku vyvolaném zatížením hydromotoru. Velikost tlakového spádu je definována odporem pružiny na ventilu **TR**. Hodnota tlakového spádu se v praxi pohybuje okolo 16 barů. Aby byl ventil **TR** v rovnováze, musí tlak kapaliny na výstupu hydrogenerátoru být o 16 barů vyšší, než tlak

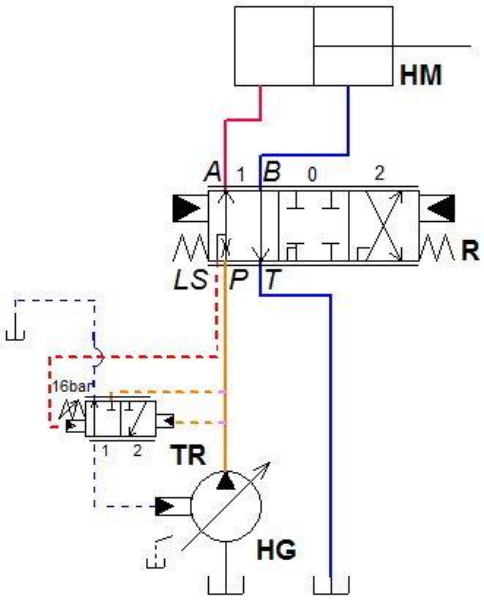
v hydromotoru. V případě, že je šoupátko rozvaděče **R** v poloze 0**,** začne ve větvi ***P*** stoupat tlak a po překonání hodnoty 16 barů dojde k posunutí **TR** do polohy 2, čímž dojde ke stažení geometrického objemu hydrogenerátoru **HG** na téměř nulovou hodnotu.

V případě obrázku (Obr. 15b), kdy je šoupátko rozvaděče **R** přesunuto do polohy **1**, je vlivem většího tlaku z hydromotoru **HM** přepnut regulátor **TR** do polohy 1. Díky tomu dojde k odpuštění tlakové kapaliny z přítlačného pístu v hydrogenerátoru **HG** a následnému zvětšení geometrického objemu. Proces probíhá do chvíle, kdy tlak za výstupem hydrogenerátoru dosáhne hodnoty o 16 barů vyšší, než je tlak v hydromotoru.

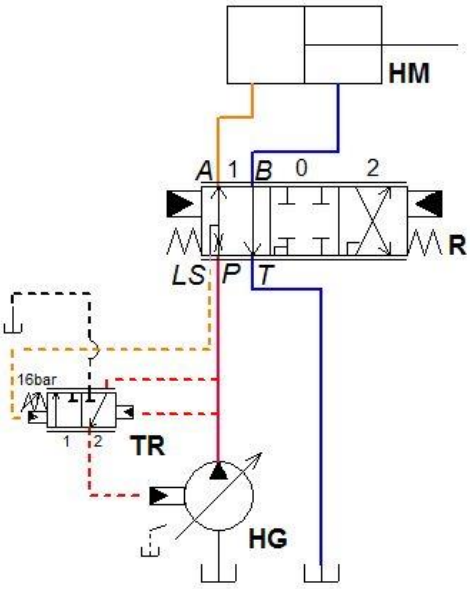
V případě, že zatížení hydromotoru je sníženo (Obr. 15c), poklesne i tlak v hydromotoru. Rozvaděč **R** bude opět v nerovnovážné poloze a dojde k přesunutí šoupátka do polohy 2, kdy dojde ke stažení geometrického objemu hydrogenerátoru **HG**. Regulace objemu probíhá do vyrovnání tlakového spádu na portu ***P***. Tento proces se opakuje stále dokola a geometrický objem hydrogenerátoru tak osciluje okolo hodnoty, při které je udržován konstantní tlakový spád na rozvaděči **R**. [9]



Obr. 15a Snížení geometrického objemu na minimální hodnotu



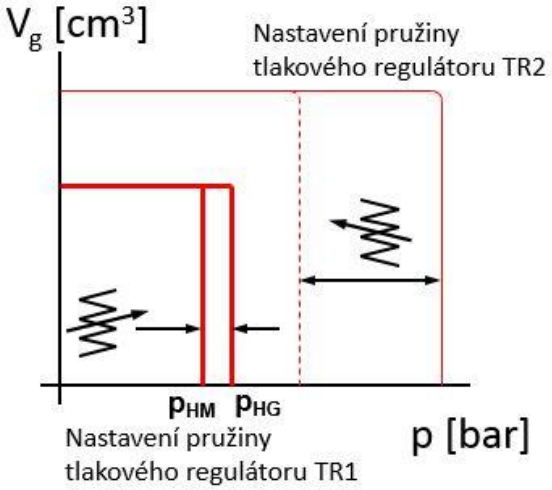
Obr. 15b Zvyšování geometrického objemu do vyrovnání tlakového spádu



Obr. 15c Regulace geometrického objemu v závislosti na zatížení v hydromotoru

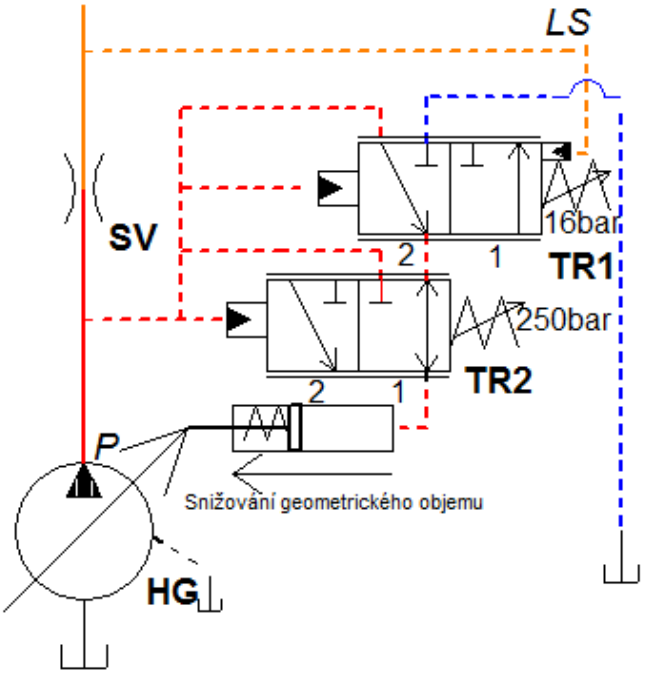
Na obrázcích (Obr. 17, Obr. 18) je detail hydrogenerátoru (**HG**) s tlakovým regulátorem popsaným v kapitole 3.3 (**TR1**) a tlakovým regulátorem popsaným v kapitole 3.2 (**TR2**).

Na Obr. 17 je zobrazen detail hydrogenerátoru **HG** ze situace na Obr. 15c. Vlivem vyššího tlaku na výstupu hydrogenerátoru dojde k přepnutí regulátoru **TR1** do pozice 2, kdy tlaková kapalina z výstupu hydrogenerátoru **HG** způsobí snížení geometrického objemu. Ten je snížen do pozice, při které je hodnota tlaku kapaliny na výstupu hydrogenerátoru vyšší o 16 barů, než hodnota tlaku v hydromotoru (Obr. 16).

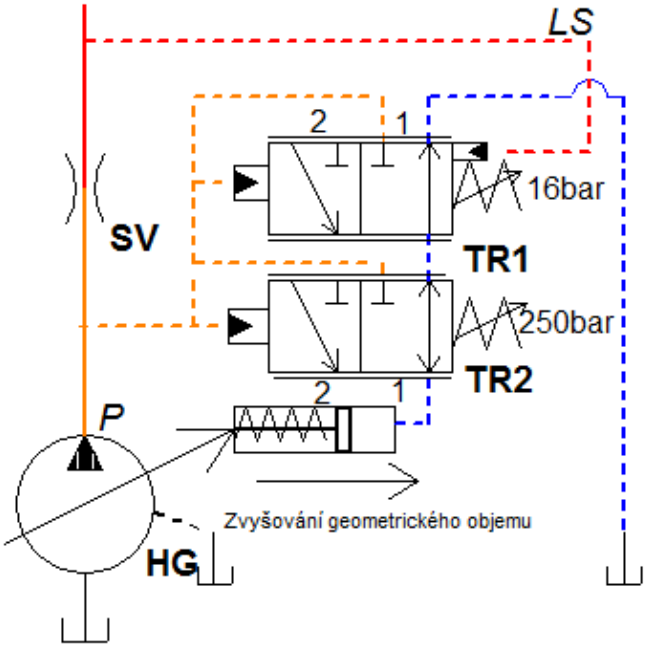


Obr. 16 Pracovní rozsah hydrogenerátoru snímající zatížení hydromotoru

Na Obr. 18 je detailněji popsána situace z Obr. 15b. Došlo k většímu zatížení hydromotoru a tlak ve vedení ***LS*** stoupl nad hodnotu tlaku na výstupu hydrogenerátoru ***P***. Ventil **TR1**, který je v nerovnováze, se tak přepnul do polohy 1. Vlivem toho dojde k odpuštění média z přítlačného pístu a k zvětšení geometrického objemu do polohy. Průtok a tím i tlak kapaliny se začne zvyšovat. Zvětšování geometrického objemu se zastaví ve chvíli vyrovnání tlakového spádu na ventilu **SV**. V praxi tak regulátor **TR1** osciluje mezi polohou 1 a 2, kdy kontiunálně dochází k regulaci geometrického objemu hydrogenerátoru. [12]



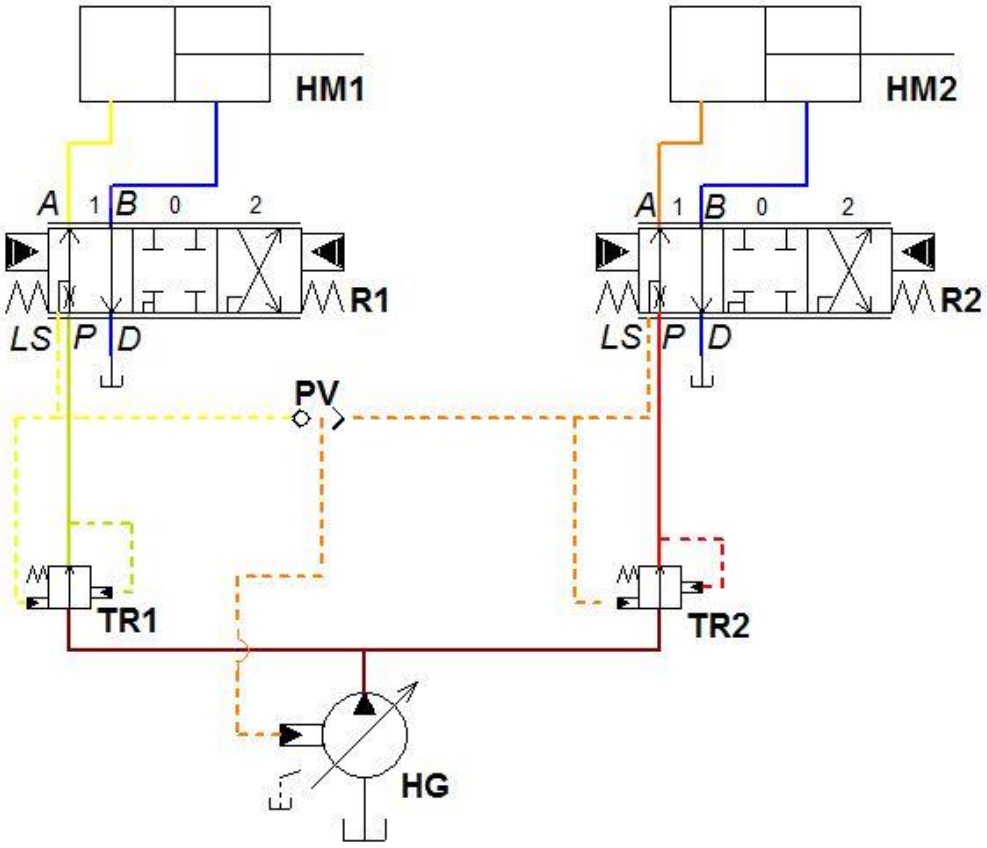
Obr. 17 Snižování geometrického objemu



Obr. 18 Zvyšování geometrického objemu

V případě překročení maximálního tlaku nastavenému pružinou na regulátoru **TR2** dojde k jeho přepnutí do polohy 1 a hydrogenerátor **HG** pracuje podle principů popsaných v kapitole 3.2.

V praxi, kde je využíváno více hydromotorů najednou, se díky přepínacím ventilům **PV** dostane do hydrogenerátoru **HG** informace pouze z nejvíce zatíženého hydromotoru. Tím se zajistí, že všechny hydromotory budou ovladatelné. Na obrázku (Obr. 19) jsou vyobrazeny dva hydromotory, pravý hydromotor **HM2** s vyšším zatížením a levý hydromotor **HM1** s nižším zatížením. Před proporcionální rozvaděče (**R**) jsou řazeny tlakové regulátory (**TR**), které bývají umístěny v rozvaděči. Tyto regulátory jsou z jedné strany ovládány tlakem tekutiny z hydrogenerátoru **HG** a z druhé strany tlakem vyvolaným zátěží v příslušném hydromotoru **HM**. Jejich funkcí je regulovat průtok k rozvaděči **R**, tak aby na něm byl udržován konstantní tlakový spád, nezávisle na zatížení hydromotoru. Díky tomu bude zlepšena jeho ovladatelnost a při používání více hydromotorů jim bude zajištěn konstantní průtok, nezávisle na jejich zatížení. [13]



Obr. 19 Obvod se systémem CCLS poháněj ící dva hydromotory [13]

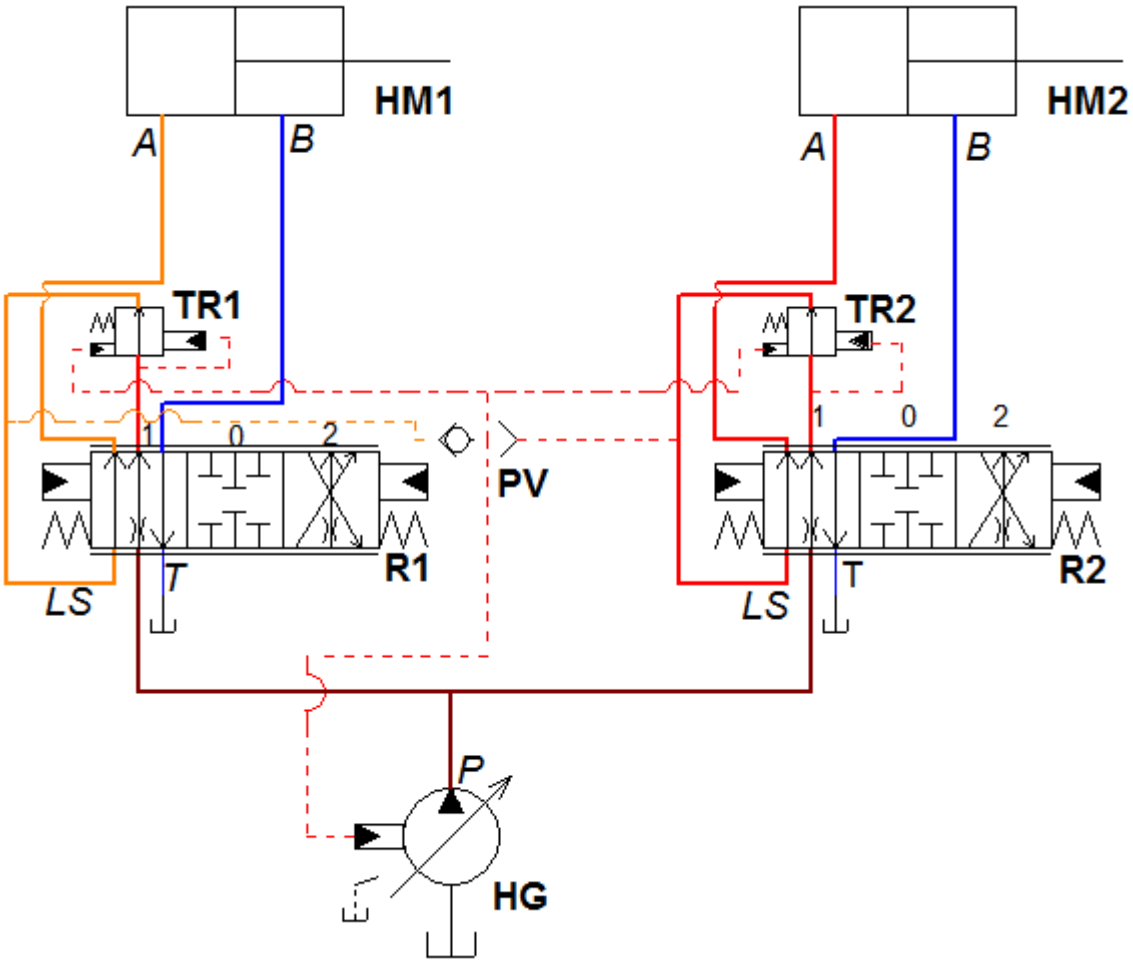
Předností tohoto systému je schopnost reagovat na změny v zatížení a rychlostí aktivních hydromotorů a adekvátně tomu přizpůsobit průtok tlakové kapaliny. Tlak kapaliny na výstupu hydrogenerátoru je jen o 16 barů vyšší, než tlak v hydromotoru. Energetické ztráty systémy jsou tak minimální. Díky konstantnímu tlakovému spádu na rozvaděči bude průtok do hydromotoru definován pouze polohou šoupátka.

Ve většině strojů, využívaných k těžbě hornin, bývá často několik aktivních hydromotorů najednou. V takové situaci vzniká riziko saturace hydrogenerátoru, kdy požadavek na průtok je vyšší, než je schopen hydrogenerátor dodat. V takovém případě dojde ke snížení tlaku v

obvodu. Nejvíce tím bude zasažen hydromotor s největším zatížením, jehož rychlost se sníží a může dojít i k jeho zastavení. Ostatní hydromotory s nižším zatížením budou fungovat správně. [13]

3.4.Flow-sharing

Tento systém pracuje na stejném principu jako Closed-center Load-sensing (CCLS) systém a přebírá tak všechny jeho výhody. Stejně jako v předchozím systému je užit hydrogenerátor s tlakovým regulátorem snímající ***LS*** signál. Hlavním rozdílem je umístění a funkce tlakových regulátorů (**TR**) zobrazených na obrázku (Obr. 20). Nacházejí se, na rozdíl od systému CCLS, za šoupátkovými rozvaděči (**R**) a všechny regulátory jsou ovládány ***LS*** vedením, které přenáší tlak z nejzatíženějšího hydromotoru. Na všech rozvaděčích **R** je tak udržován stejný tlakový spád. Díky tomuto uspořádání dojde v případě nedostatečné dodávky tlakové kapaliny hydrogenerátorem **HG** k rovnoměrnému stažení všech regulátorů **TR**, čímž se rovnoměrně sníží průtok do aktivních hydromotorů. Tím se sníží rychlost všech aktivních hydromotorů. Na rozdíl od systému CCLS zůstanou všechny hydromotory, včetně nejzatíženějšího, ovladatelné. [13] [14]



Obr. 20 Obvod se systémem Flow-sharing poháněj ící dva hydromotory

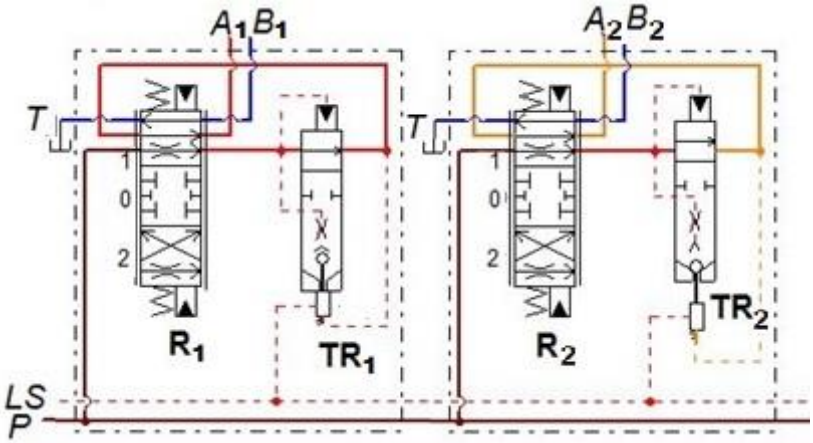
3.4.1. Rozvaděč se systémem Flow sharing

Firma Bobcat zvolila pro testovací prototyp stroje E20 rozvaděč DPX050 od firmy Walvoil. Jedná se o rozvaděč určený pro mobilní techniku s modulární konstrukcí. Na rozdíl od současného rozvaděče SDS100, kde je pořadí jednotlivých sekcí dané prioritou jednotlivých hydromotorů, lze v DPX050 řadit jednotlivé sekce libovolně a tím optimalizovat vedení hadic ve stroji.

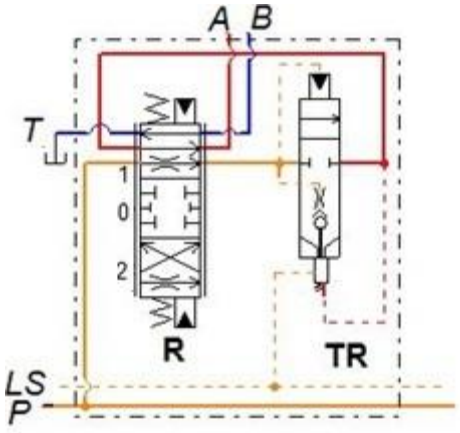
Na obrázku (Obr. 21, vlevo) je detail sekce rozvaděče v situaci, kdy je šoupátko rozvaděče **R1** v pozici 1 a hydromotor poháněný portem **A1** dosahuje největšího tlaku v obvodu. Vedením ***P*** je do rozvaděče **R1** přivedena tlaková kapalina s tlakem větším o 16 barů, než je vyvolaný zatížením hydromotoru. Tlakový regulátor **TR1** je vlivem většího tlaku ze strany hydrogenerátoru uveden do plně průchozí pozice. Ve větvi **A1** a mezi rozvaděčem **R1** a regulátorem **TR1** je tlak vyvolaný zatížením hydromotoru. Zároveň je přes regulátor **TR1** přenesena informace o tlaku v hydromotoru do ***LS*** vedení.

Na obrázku (Obr. 21, vpravo) je současně poháněn hydromotor s nižším zatížením, než v sekci vlevo. Ve větvi **A2** je tedy nižší tlak, než ve větvi **A1**. Vyšší tlak ze sekce vlevo je přiveden k regulátoru **TR2** ***LS*** vedením a způsobí jeho částečné uzavření. Regulátor **TR2** bude v této pozici tvořit umělé škrcení. Mezi rozvaděčem **R2** a regulátorem **TR2** tak bude stále o 16 barů nižší tlak, než je tlak ve vedení ***P*.** Díky konstantnímu tlakovému spádu na rozvaděči **R2** bude průtok do hydromotoru záviset pouze na poloze jeho šoupátka.

Na obrázku (Obr. 22) došlo k situaci, kdy je tlak v hydromotoru vyšší než tlak, který generuje hydrogenerátor. Došlo tedy k úplnému uzavření regulátoru **TR,** čímž se zamezí zpětnému toku z hydromotoru. [15]



Obr. 21 Vlevo – dominantní sekce s nejvíce zatížením hydromotorem, vpravo – závislá sekce s méně zatíženým hydromotorem



Obr. 22 Uzavření regulátoru vlivem vyššího tlaku, ze strany hydromotoru

4. Porovnání systémů Open-center a Flow-sharing

Výpočtová část práce bude zaměřena na kalkulaci energetické náročnosti porovnávaných systémů pro stanovený režim práce stroje E20. Vypočtená energetická náročnost systému Open-center bude porovnána s předpokládanou náročností systému Flow-sharing, kterou lze vypočítat na základě znalostí plynoucích z rešerše. Cílem výpočtů je potvrdit, případně vyvrátit, předpoklad, že užitím systému Flow-sharing dojde ke snížení energetické náročnosti obvodu.

Výpočty budou provedeny na základě znalosti pracovních rozsahů hydrogenerátorů, použitých v jednotlivých systémech, které budou spočteny v následující kapitole, a dat z měření na sériovém stroji E20, poskytnutých firmou Bobcat.

4.1. Výpočet pracovních rozsahů hydrogenerátorů

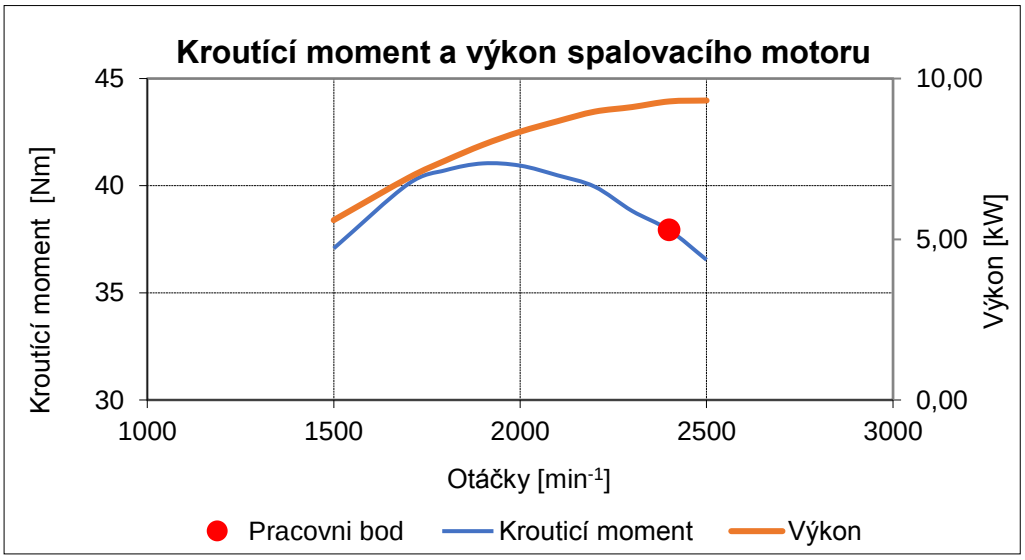
Jak již bylo zmíněno v úvodu, hydrogenerátor ve stroji E20 je poháněn dieselovým spalovacím motorem D722. Motor dosahuje při otáčkách 2500 min^{-1} výkonu 9,9kW. Maximálního krouticího momentu 42,3 Nm je dosahováno při otáčkách 2000 min^{-1}. Krouticí moment se při znalosti výkonu a otáček spočítá ze vzorce (1).

$$T = \frac{P * 60000}{2 * \pi * n} [Nm] \quad (1)$$

$$P \dots výkon\ [kW]$$

$$n \dots otáčky\ spalovacího\ motoru\ [min^{-1}]$$

Na základě dat od výrobce motoru, lze zobrazit průběh krouticího momentu a výkonu v závislosti na otáčkách motoru (Obr. 23). Na této charakteristice je důležitý červený pracovní bod. Zobrazuje hodnotu krouticího momentu 38 Nm, který motor produkuje při otáčkách 2400min^{-1} , při kterých je z motoru možné odebírat téměř maximální výkon. Při práci se strojem E20 se otáčky spalovacího motoru pohybují okolo této hodnoty. [16]



Obr. 23 Závislost krouticího momentu a výkonu na otáčkách motoru

V případě, kdy krouticí moment potřebný k provozu hydrogenerátoru přesáhne modrou křivku na grafu (Obr. 23), hrozí zhasnutí motoru. Proto se do hydrogenerátorů umisťují omezovače kroutícího momentu, v průmyslových systémech nazývané regulátory na konstantní výkon.

Princip omezovače krouticího momentu spočívá ve snímání tlaku na výstupu hydrogenerátoru a jeho geometrického objemu. Omezovač v závislosti na tlaku na výstupu reguluje geometrický objem hydrogenerátoru a výsledkem je konstantní krouticí moment hydrogenerátoru, který lze určit ze vztahu (2). [12]

$$T = \frac{V_g * p}{20 * \pi} [Nm] \qquad (2)$$

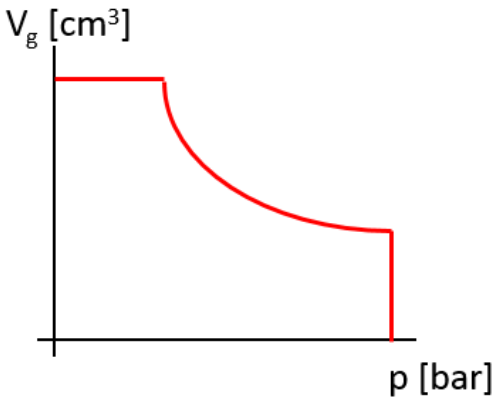
$$V_g \ldots geometrický\ objem\ [cm^3]$$

$$p \ldots tlak\ na\ výstupu\ hydrogenerátoru\ [bar]$$

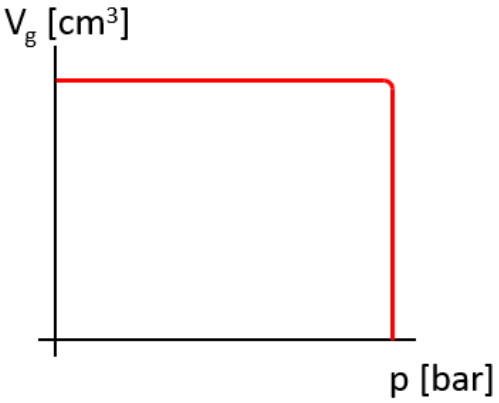
Z hlediska fungování je zde velká podobnost s tlakovým regulátorem zmíněným v kapitole 3.2. Z následujících ilustrativních grafů, zobrazujících velikost geometrického objemu v závislosti na tlaku na výstupu hydrogenerátoru, je zřejmý rozdíl mezi omezovačem a tlakovým regulátorem.

Na grafu (Obr. 24) je vyobrazena závislost geometrického objemu V_g na tlaku p na výstupu hydrogenerátoru s omezovačem krouticího momentu. Do dané hodnoty tlaku na výstupu je geometrický objem na maximální hodnotě, jelikož velikost krouticího momentu hydrogenerátoru je pod hranicí nastavení omezovače, který tak není aktivní. V momentě aktivace omezovače bude velikost geometrického objemu regulována v závislosti na tlaku na výstupu.

V_g-p závislost hydrogenerátoru s tlakovým regulátorem na grafu (Obr. 25) značí, že geometrický objem je stále na maximální hodnotě nezávisle na krouticím momentu hydrogenerátoru a k jeho stažení dojde až v případě, kdy bylo na výstupu hydrogenerátoru dosaženo tlaku, který uvede tlakový regulátor do činnosti.



Obr. 24 Regulace geometrického objemu omezovačem krouticího momentu



Obr. 25 Regulace geometrického objemu tlakovým regulátorem

4.1.1. Pracovní rozsahy hydrogenerátoru užitém v systému Open-center

Model PVD-0B je axiální pístový hydrogenerátor s dvěma výstupy, P1 a P2 a dále na hnací hřídeli připojený zubový hydrogenerátor s výstupem P3. Při otáčkách 2500 min^{-1} je schopen generovat průtok 41,3 l/min. Geometrický objem axiálního hydrogenerátoru je 2x6cm^3 a zubového 4,5 cm^3. Na výstupech axiálního hydrogenerátoru lze dosáhnout tlaku 227 barů a na výstupu zubového tlaku o hodnotě 206 barů. [17]

Axiální hydrogenerátor je osazen již zmíněným omezovačem krouticího momentu, který v závislosti na tlaku na vývodech reguluje úhel nakloněné desky. Tím je řízena velikost obou průtoků na vývodech axiálního hydrogenerátoru, které jsou totožné. Nastavení omezovače se odvíjí od průběhu krouticího momentu spalovacího motoru a jeho pracovního bodu (Obr. 23) V návaznosti na tento údaj určilo vedení firmy Bobcat maximální hodnotu na 35,1 Nm. [16]

Nejprve je nutné vypočítat nominální nastavení omezovače, od kterého se bude vyvíjet finální nastavení. K tomu je zapotřebí znát celkovou účinnost hydrogenerátoru, kterou poskytl výrobce hydrogenerátoru PVD-0B (Tabulka 1). [18]

p_3 = 10 bar			p_3= 206 bar	
p_1,p_2 [bar]	Celková účinnost [%]		p_1,p_2 [bar]	Celková účinnost [%]
10	33,1		10	72,6
34	57,4		34	76,6
69	69,9		69	80
88	73,7		88	80,7
103	75,9		103	79,9
118	76,9		118	77,9
137	78,7		137	74,7
172	75,2		172	72,8
206	62,5		206	71
240	54		240	69

Tabulka 1

Měření účinnosti probíhalo při otáčkách 2500 min^{-1} v situaci, kdy tlak p_3 na výstupu zubového hydrogenerátoru dosahoval minimální a maximální hodnoty. Protože má složený hydrogenerátor tři výstupy, tak celkový krouticí moment odebíraný hydrogenerátorem bude složen ze tří dílčích momentů T_1, T_2 a T_3. Velikost T_1 a T_2 bude závislá na tlaku na výstupech a na geometrickém objemu axiálního hydrogenerátoru a T_3 na velikostech zmíněných veličin u zubového hydrogenerátoru. Pro součet dílčích momentů musí platit rovnice (3), kde T_{max} je zvolených 35,1 Nm a η_{celk} je celková účinnost hydrogenerátoru. Jelikož omezovač točivého momentu zasahuje do chodu pouze axiálního hydrogenerátoru, je nutné zjistit teoretický krouticí moment, kterého pro dané nastavení, může dosáhnout. Po upravení rovnice (3) dostaneme rovnici (5), ze které lze vypočítat celkový krouticí moment axiálního

hydrogenerátoru. Po úpravě rovnice (4) na rovnici (6) lze vypočítat velikost regulovaného geometrického objemu axiálního hydrogenerátoru při daných tlacích na výstupech.

$$T_{max} = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{\eta_{celk}} [Nm] \tag{3}$$

$$T_3 = \frac{p_3 * V_{g3}}{20 * \pi} [Nm]$$

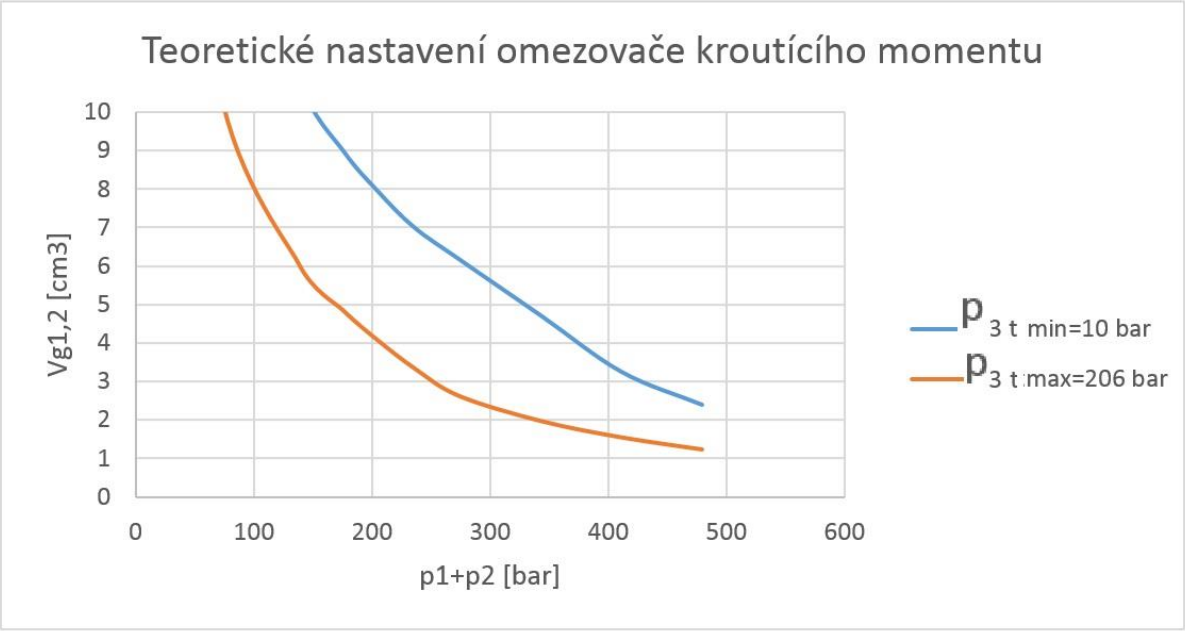
$$T_1 + T_2 = \frac{p_1 * V_{g1,2}}{20 * \pi} + \frac{p_2 * V_{g1,2}}{20 * \pi} [Nm]$$

$$T_{1+2} = \frac{(p_1 + p_2) * V_{g1,2}}{20 * \pi} [Nm] \tag{4}$$

$$T_{1+2} = T_{max} * \eta_{celk-} \frac{p_3 * V_{g3}}{20 * \pi} [Nm] \tag{5}$$

$$V_{g1,2} = \frac{T_{1+2} * 20 * \pi}{p_1 + p_2} [cm^3] \tag{6}$$

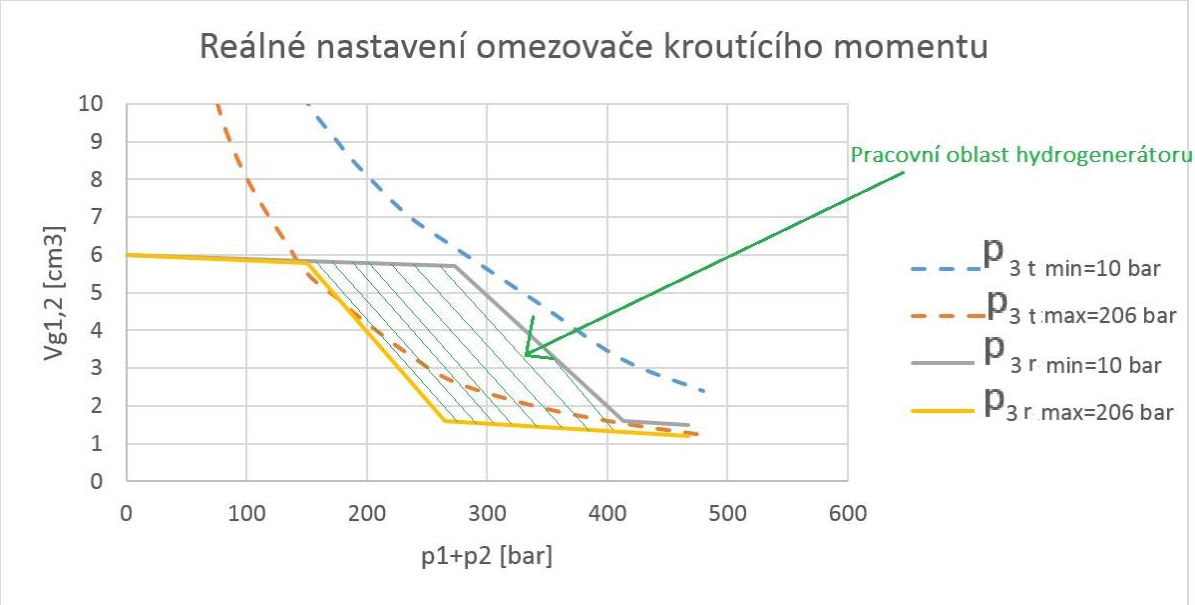
Na grafu (Obr. 26) je zobrazen průběh vypočítané teoretické regulace geometrického objemu v závislosti na tlaku na výstupech axiálního a zubového hydrogenerátoru.



Obr. 26 Teoretická *regulace geometrického objemu hydrogenerátoru PVD-0B omezovačem krouticího momentu*

V závislosti na požadavcích nastaví výrobce omezovač krouticího momentu a poskytne pro potřeby výpočtů pracovní body omezovače, které by měli po dosazení do grafu (Obr. 26) co

nejvíce opisovat vypočtené křivky, viz Obr. 27. Žlutou křivkou je zobrazen průběh regulace geometrického objemu v závislosti na tlaku na výstupech hydrogenerátoru při maximálním tlaku $p_{3\,r\,max}$, šedou při minimálním tlaku $p_{3\,r\,min}$. Při maximálním tlaku $p_{3\,r\,max}$ dojde ke snížení geometrického objemu dříve než při minimálním, protože výsledný krouticí moment zbývající pro axiální hydrogenerátor je nižší. Pracovní rozsah hydrogenerátoru se tak pohybuje mezi žlutou a šedou křivkou v závislosti na tlacích na vývodech. Matematicky je tato oblast popsána pomocí matice v programu Excel, která byla vytvořena ve firmě Bobcat. [16]

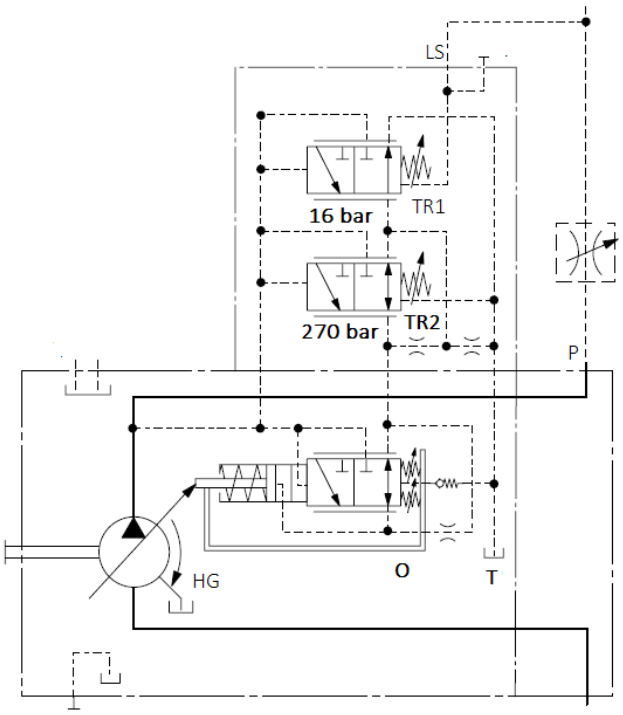


Obr. 27 *Reálná regulace geometrického objemu hydrogenerátoru PVD-0B omezovačem krouticího momentu*

4.1.2. Pracovní rozsahy hydrogenerátoru užitém v systému Flow-sharing

Pro pohon hydromotorů v hydraulickém obvodu se systémem Flow-sharing zvolila firma Bobcat axiální pístový hydrogenerátor A10VO. Na rozdíl od předchozího modelu se jedná o hydrogenerátor s jedním výstupem, který má geometrický objem 18cm^3. Při běžném provozu je hydrogenerátor schopný generovat v obvodu tlak až 315 barů.

Tento hydrogenerátor je osazen tlakovým regulátorem snímajícím Load-sense signál (Obr. 28, Pozice TR1), tlakovým regulátorem omezujícím maximální tlak na výstupu hydrogenerátoru (Obr. 28, Pozice TR2) a omezovačem krouticího momentu (Obr. 28, Pozice O). Když je krouticí moment hydrogenerátoru pod hodnotou nastavenou omezovačem, ovládá geometrický objem tlakový regulátor TR1, který udržuje tlakový spád 16 barů. Když ovšem dojde k překročení tohoto momentu, převezme kontrolu nad geometrickým objemem omezovač O. Při překročení hranice 270 barů na výstupu, dojde vlivem aktivace regulátoru TR2 k úplnému snížení geometrického objemu. [19]



Obr. 28 Hydraulické schéma hydrogenerátoru A10VO [19]

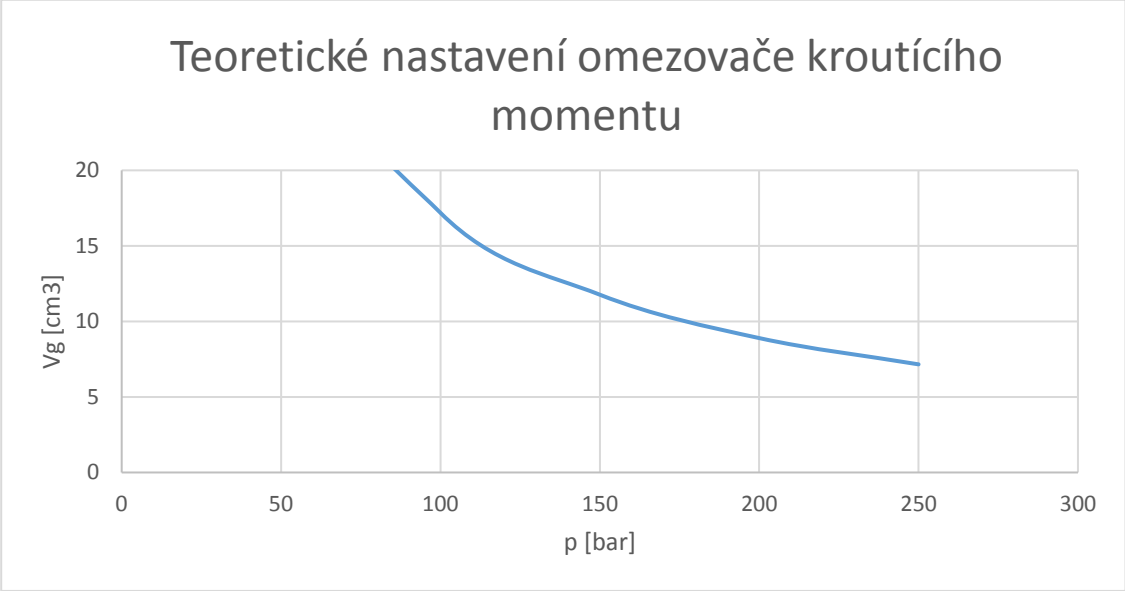
Stejně jako u předchozího hydrogenerátoru bude proveden nejdříve teoretický výpočet nastavení omezovače v závislosti na datech účinnosti hydrogenerátoru (Tabulka 2), která jsem obdržel od výrobce hydrogenerátoru A10VO.

N=2100min^{-1}	
p [bar]	Celková účinnost [%]
20	75
50	81,5
100	85,5
150	87,8
200	88,5
250	89

Tabulka 2

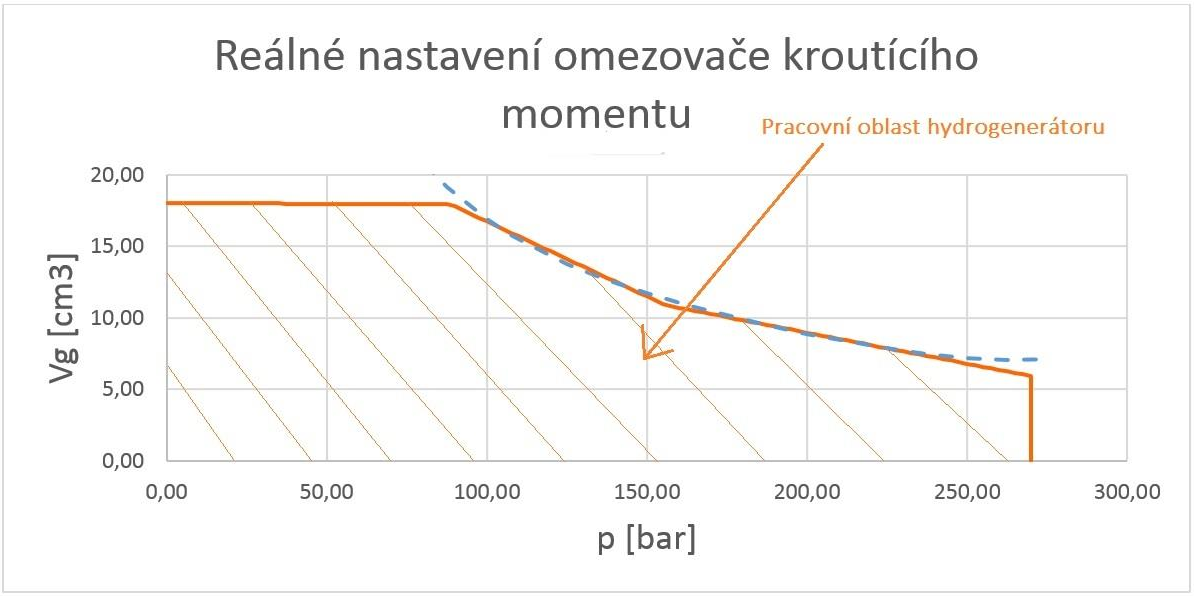
Jelikož se jedná o jedno výstupový hydrogenerátor, bude na grafu (Obr. 29) teoretického nastavení pouze jedna křivka, která bude vypočtena, ze vzorce (7). Hodnota krouticího momentu T_{max} se stejně jako u předchozího hydrogenerátoru odvíjí od průběhu krouticího momentu spalovacího motoru a jeho pracovního bodu. Po konzultaci ve firmě Bobcat bude omezovač nastaven na hodnotu 32 Nm.

$$V_g = \frac{T_{max} * \eta_{celk} * 20 * \pi}{p} [cm^3] \qquad (7)$$



Obr. 29 *Teoretická regulace geometrického objemu hydrogenerátoru A10VO omezovačem krouticího momentu*

V závislosti na teoretickém nastavení, byly odečteny hodnoty výsledného nastavení omezovače z katalogu výrobce hydrogenerátoru a dosazeny do grafu (*Obr. 30*). Jelikož je hydrogenerátor osazen regulátorem TR1, představuje oranžová křivka, daná omezovačem krouticího momentu, pouze krajní hodnoty, kterých hydrogenerátor může dosáhnout. V případě nižšího krouticího momentu se pracovní body hydrogenerátoru mohou pohybovat kdekoliv pod oranžovou křivkou. [19]



Obr. 30 *Reálná regulace geometrického objemu hydrogenerátoru A10VO omezovačem krouticího momentu*

4.2. Výpočet energetické náročnosti hydraulických systémů

Výpočet bude probíhat na základě dat naměřených na sériovém stroji E20, která budou sloužit jako reference určitých způsobů zatížení jednotlivých hydromotorů stroje. Při měření byl stroj používán k výkopu příkopu na testovacím polygonu v Dobříši. Tento úkon byl zvolen z důvodu zjednodušení výpočtů. [20]

Z naměřených dat bude přímo vypočítána energetická náročnost obvodu se systémem Open-center a za použití určitých předpokladů, které plynou z rešeršní části, bude na základě stejných dat přepočtena teoretická energetická náročnost uvažovaného systému Flow-sharing.

4.2.1. Systém Open-center

Pro výpočet energetické náročnosti systému Open-center byly měřeny tlaky na výstupech P1 a P2 axiálního a výstupu P3 zubového hydrogenerátoru. Dále byly měřeny otáčky spalovacího motoru. K určení geometrického objemu hydrogenerátoru, který je závislý na tlaku na vývodech, byla využita matice pracovních rozsahů hydrogenerátoru PVD-0B firmy Bobcat. Jako první byly vypočítány generované průtoky jednotlivých hydrogenerátorů pomocí vzorce (8), kdy axiální hydrogenerátor produkuje dva totožné průtoky Q_1=Q_2 a zubový hydrogenerátor průtok Q_3. Ve výpočtech byla předpokládána stoprocentní objemová účinnost. [16] [20]

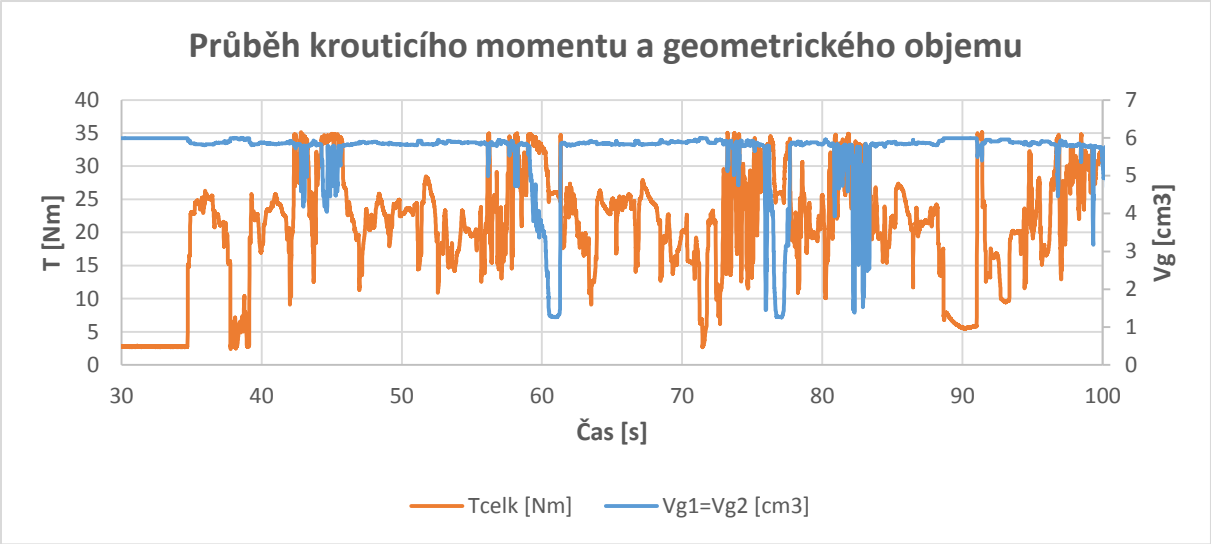
$$Q_i = \frac{V_{gi} * n}{1000} \left[\frac{l}{min}\right] \tag{8}$$

Ze znalosti tlaku na hydrogenerátoru a jeho geometrického objemu byly vypočteny dílčí krouticí momenty T_1,T_2 a T_3 jednotlivých hydrogenerátorů pomocí vzorce (9). Po jejich sečtení byl vypočítán celkový krouticí moment T_{celk} hydrogenerátoru.

$$T_i = \frac{V_{gi} * p_i}{20 * \pi * \eta_{celk}} [Nm] \tag{9}$$

η_{celk} … $Celková$ $účinnost$ $hydrogenerátoru$ [%]

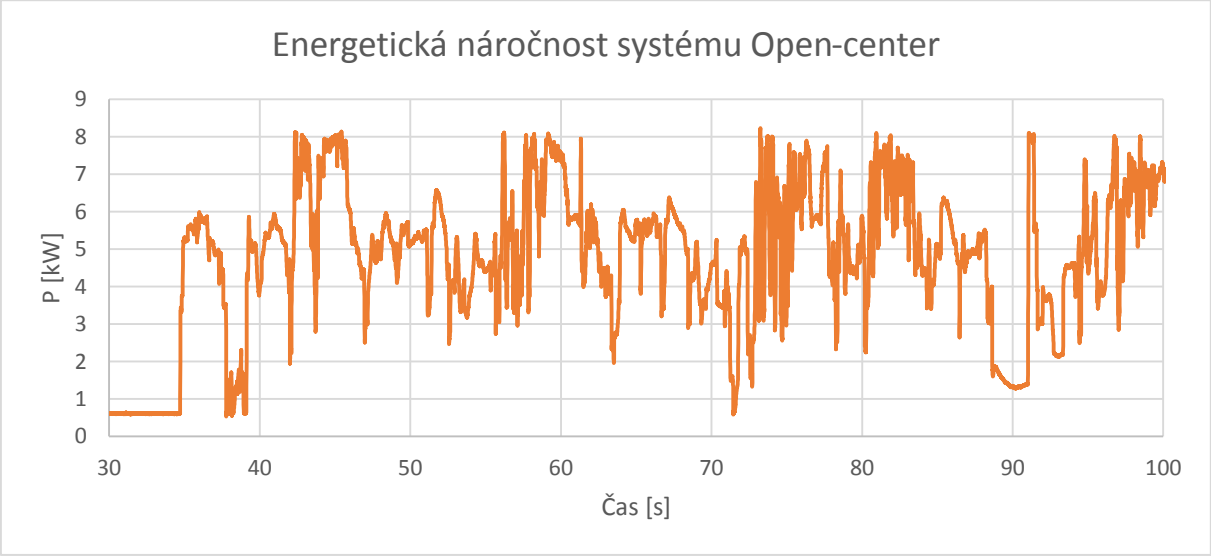
Na grafu (Obr. 31) je zobrazena pro přehlednost jen část dat. Modrou křivkou je zobrazen průběh geometrického objemu axiálního hydrogenerátoru v čase. Oranžovou křivkou je vyznačen krouticí moment odebíraný hydrogenerátorem. Z průběhu modré křivky lze vypozorovat místa velkého poklesu, která znamenají, že došlo ke snížení geometrického objemu hydrogenerátoru vlivem aktivace omezovače krouticího momentu. V závislosti na tom lze vypozorovat, že v místech snížení geometrického objemu dosahuje odebíraný točivý moment maximálních povolených hodnot, které se pohybují těsně pod hodnotou 35,1 Nm, která je na omezovači nastavena.



Obr. 31 Průběh krouticího momentu a geometrického objemu hydrogenerátoru PVD-0B v čase

Samotný výkon potřebný k chodu hydrogenerátoru je spočítán ze vzorce (10) a jeho průběh v čase je znázorněn v grafu (Obr. 32)

$$P = \frac{2 * \pi * T_{celk} * n}{60000} [kW] \qquad (10)$$

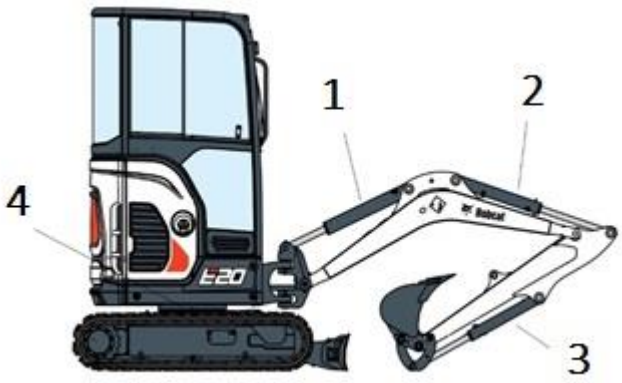


Obr. 32 Průběh výkonu systému Open-center v čase

4.2.2. Systém Flow-sharing

Hlavní charakteristikou systému Flow-sharing je regulování průtoku tlakové kapaliny v závislosti na zatížení a rychlosti aktivních hydromotorů. Proto lze, v případě těchto veličin, predikovat chování a energetickou náročnost tohoto systému.

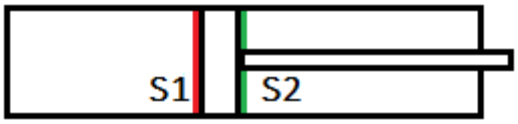
Během měření na stroji E20 byly aktivní přímočaré hydromotory podkopu (Obr. 33, Pozice 1,2,3) a rotační hydromotor kabiny (Pozice 4), na kterých během celého měření byl měřen tlak, rychlost a v případě přímočarých hydromotorů délka vysunutí pístnice. [20]



Obr. 33 Aktivní hydromotory při měření [1]

Hydrogenerátor A10VO generuje průtok v závislosti na zatížení a požadované rychlosti aktivních hydromotorů. Proto je jako první nutné zjistit, kdy dané hydromotory byly během měření aktivní. To bylo zjištěno pomocí časové derivace polohy hydromotorů. [20]

V závislosti na smyslu změny polohy bylo určeno, zda se pracovní válec vysouvá nebo zasouvá. V případě vysouvání válce je činná plocha pístu červeně vyznačená (Obr. 34) a v případě zasouvání válce je zeleně vyznačená.



Obr. 34 Pracovní plochy přímočarého hydromotoru

Obsah plochy S_1 je vypočten pomocí vzorce (11) a obsah plochy S_2 pomocí vzorce (12).

$$S_1 = \frac{\pi * D^2}{4} [m^2] \tag{11}$$

$$S_2 = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} [m^2] \tag{12}$$

$$D \dots průměr\ válce\ [m]$$

$$d \dots průměr\ pístnice\ [m]$$

Nyní lze vypočítat, ze znalosti rychlostí a pracovních ploch přímočarých hydromotorů, v případě rotačního hydromotoru geometrického objemu, potřebný průtok do přímočarých hydromotorů pomocí vzorce (13) a do rotačního pomocí vzorce (14).

$$Q_{přim} = v_i * S_i * 60 \left[\frac{l}{min}\right] \tag{13}$$

$$v \dots rychlost\ hydromotoru \left[\frac{mm}{s}\right]$$

$$Q_{rot} = \frac{V_{got} * n_{rot}}{1000} \left[\frac{l}{min}\right] \tag{14}$$

$$V_{g\ rot} \dots geometrický\ objem\ rotačního\ hydromotoru\ [cm^3]$$

$$n_{rot} = n_{kab} * \frac{82}{12}$$

$$n_{kab} \dots otáčky\ kabiny\ [min^{-1}]$$

$$n_{rot} \dots otáčky\ rotačního\ hydromotoru\ [min^{-1}]$$

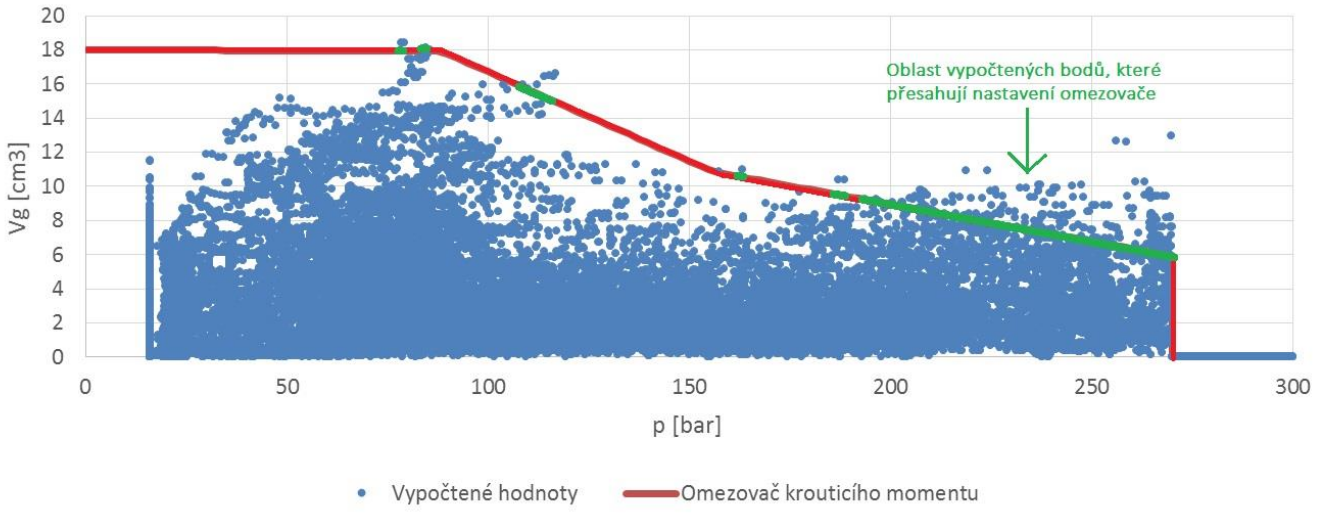
$$\frac{82}{12} \dots převodový\ poměr$$

Po sečtení průtoků do všech aktivních hydromotorů vyjde celkový průtok generovaný hydrogenerátorem. Pomocí vzorce (15) bude následně vypočítán jeho geometrický objem.

$$V_g = \frac{Q_{celk} * 1000}{n} [cm^3] \tag{15}$$

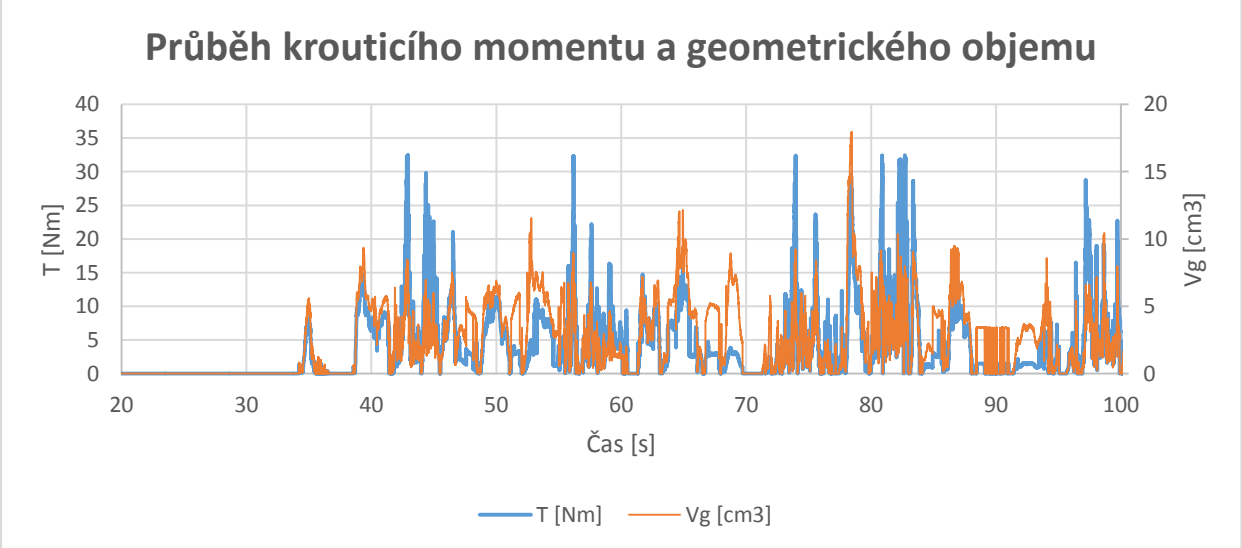
Díky naměřeným tlakům v aktivních hydromotorech, kde jako výpočtová hodnota byla brána informace z nejzatíženějšího aktivního hydromotoru, lze porovnat vypočtená data s průběhem

omezovače krouticího momentu vypočteným v kapitole 4.1.2 (Obr. 35). Modrými tečkami jsou zobrazeny vypočtené pracovní body a červená křivka představuje hraniční body dané omezovačem, kterých hydrogenerátor může dosáhnout. V případě, že vypočtená hodnota překročila křivku omezovače, byl zvolen předpoklad, že došlo k jeho aktivaci, a geometrický objem hydrogenerátoru byl stažen na příslušnou hodnotu na křivce omezovače, která je vyznačena zeleně. Vlivem toho by došlo k rovnoměrnému snížení rychlostí všech aktivních hydromotorů.

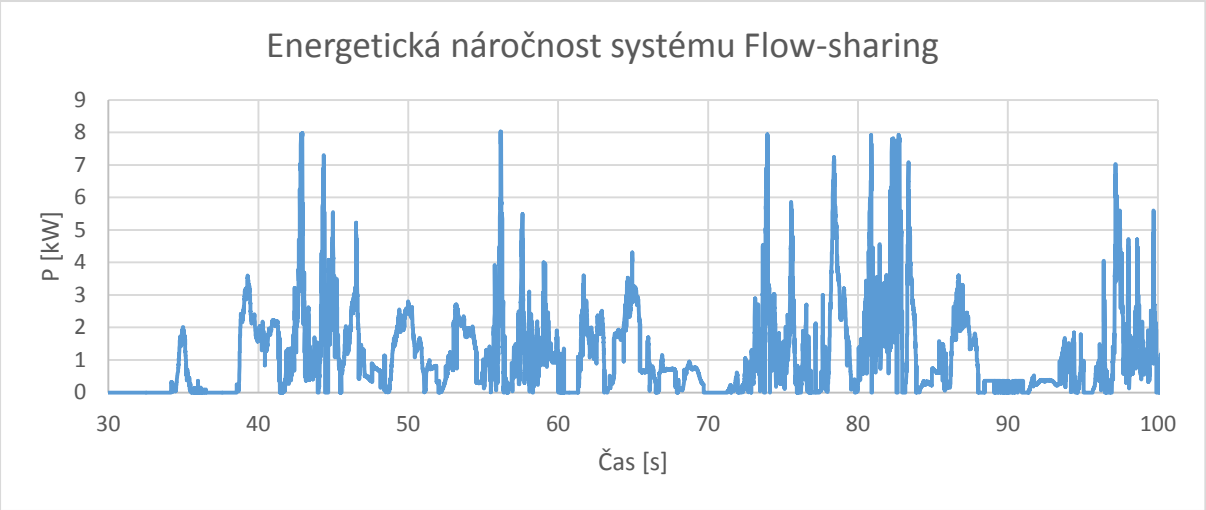


Obr. 35 Vypočtené pracovní body hydrogenerátoru A10VO

Díky znalosti potřebného tlaku na výstupu hydrogenerátoru, a jeho geometrického objemu, lze vypočítat dle vzorce (9) teoretický krouticí moment a ze vzorce (10) teoretický výkon potřebný k pohonu hydrogenerátoru. Z grafů (*Obr. 36* a *Obr. 37*) lze vypozorovat, že krouticí moment, respektive výkon hydrogenerátoru roste pouze skokově v určitých místech, která odpovídají situacím, kdy jsou poháněny zatížené hydromotory.



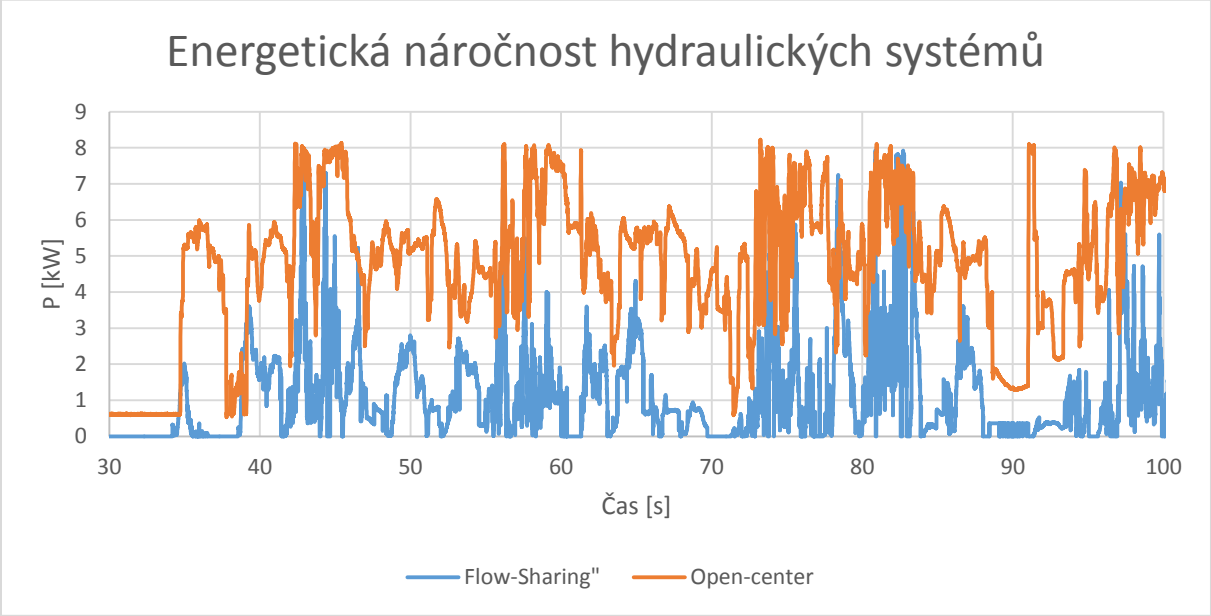
Obr. 36 Průběh krouticího momentu a geometrického objemu hydrogenerátoru A10VO v čase



Obr. 37 Průběh výkonu systému Flow-sharing v čase

5. Vyhodnocení výpočtů energetické náročnosti systémů Open-center a Flow-sharing

Již na první pohled lze z grafu (Obr. 38) usoudit, že energetická náročnost systému Flow-sharing dosahuje nižších hodnot. Pro detailnější porovnání obou systémů budou z průběhu měření vybrány situace charakteristické pro činnost rypadla při práci a na nich popsáno chování jednotlivých systémů. První situací je režim bez aktivního hydromotoru, kde v systému Open-center je veškerá kapalina přepuštěna do nádrže. V případě systému Flow-sharing by mělo dojít ke stáhnutí hydrogenerátoru. Další situací je režim průměrného zatížení aktivních hydromotorů, který nastává při manipulaci s výložníkem v prostoru. Předposlední situace je režim zatížení hydromotorů na maximální hodnoty, který je z povahy stroje E20 nejdůležitější. Poslední situací je speciální režim pohonu více hydromotorů, kdy je zatížen pouze jeden z nich.



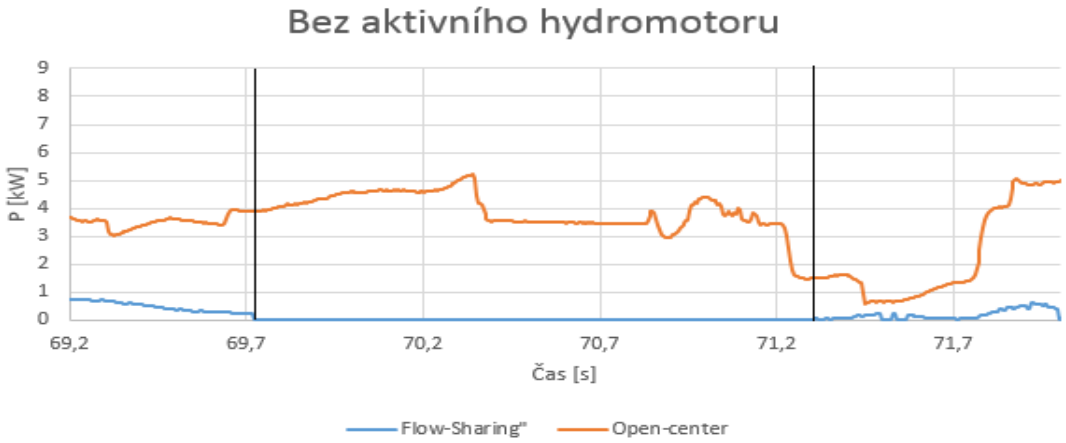
Obr. 38 Průběhy výkonů obou systémů v čase

Energie spotřebovaná hydraulickým obvodem se vypočte z rovnice (16), jejíž výsledkem je plocha pod výkonovou křivkou daného obvodu. K jejímu výpočtu byl použit Riemannův integrál, kdy plocha pod křivkou byla rozdělena na jednotlivé obdélníky s časovým krokem 0,005s.

$$E = \int_a^b P(t)\,dt \tag{16}$$

5.1. Režim bez aktivního hydromotoru

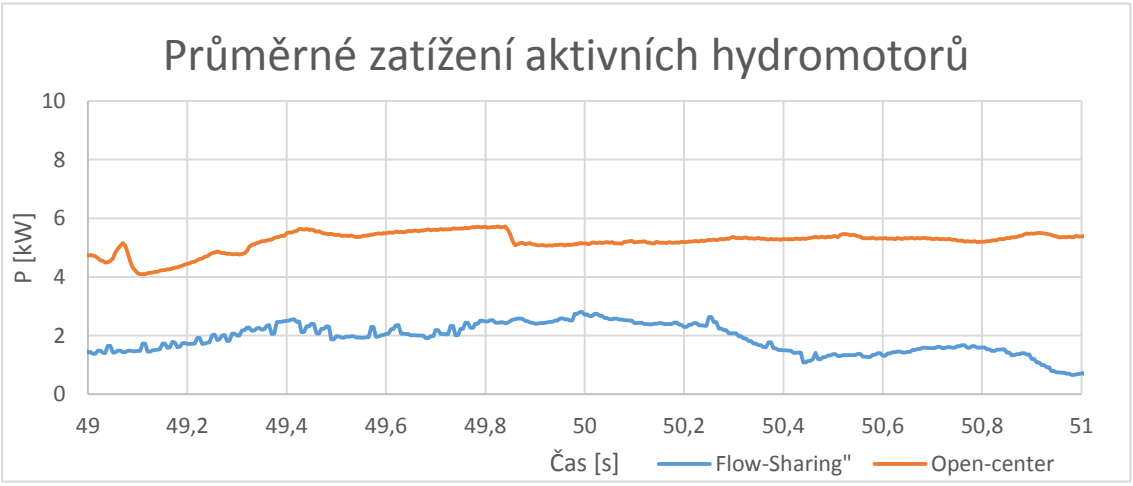
Znatelných úspor je díky systému Flow-sharing dosahováno v momentech, kdy není aktivní žádný hydromotor. Tato situace je na obrázku (Obr. 39) v čase 69,7 až 71,3 s. Protože hydrogenerátor A10VO nesnímá zatížení v obvodu, dojde vlivem tlakové regulace ke stažení jeho geometrického objemu. Hydrogenerátor PVD-0B produkuje průtok plným objemem. Energie potřebná k chodu systému Open-center je 6,11 kJ, zatímco systém Flow-sharing v této situaci nevyžaduje téměř žádnou, proto se dá říci, že úspora energie by se pro tento případ přibližovala ke 100 %.



Obr. 39 Průběh výkonu systémů v situaci bez aktivního hydromotoru

5.2. Režim průměrného zatížení aktivních hydromotorů

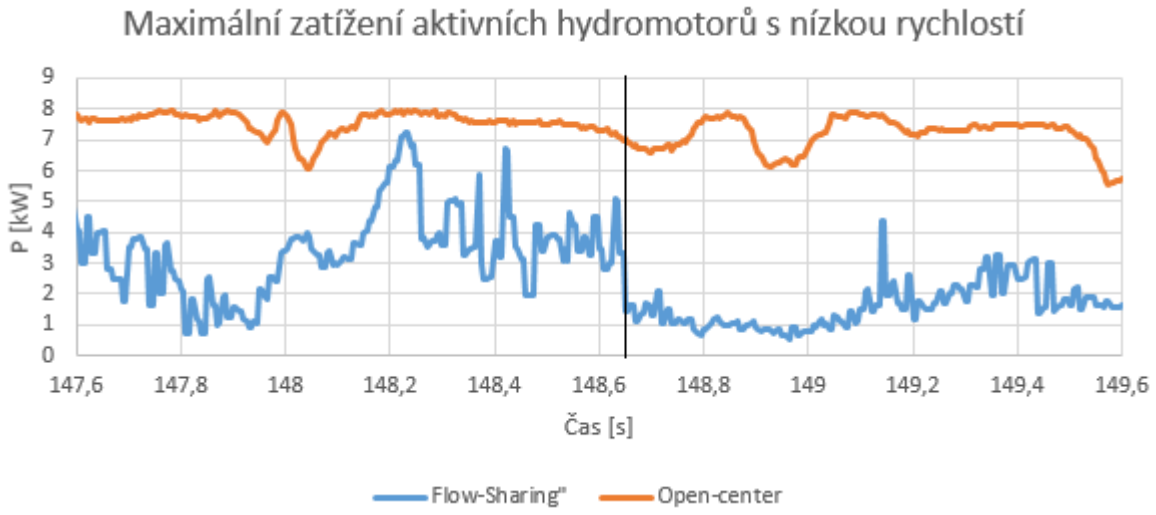
Další charakteristickou situací je případ, kdy tlak v aktivních hydromotorech dosahuje průměrných hodnot 50-150 barů, např. při manipulaci s podkopem, bez samotného záběru do země. Tento případ je zobrazen v čase 49 až 51 s na obrázku (Obr. 40). Vlivem tlakové regulace, snímající tlak v aktivním hydromotoru, na hydrogenerátoru A10VO dojde ke stažení jeho geometrického objemu, čímž se přizpůsobí generovaný průtok požadavkům hydromotoru a tlak na výstupu tlaku v nejzatíženějším hydromotoru. Energie pro pohon systému Open-center dosáhla v této situaci hodnoty 10,46 kJ a pro systém Flow-sharing 3,8 kJ. Obvod s novým systémem by tak mohl zefektivnit instalovaný výkon až o 63,67%.



Obr. 40 Průběh výkonu systémů při průměrném zatížení aktivních hydromotorů

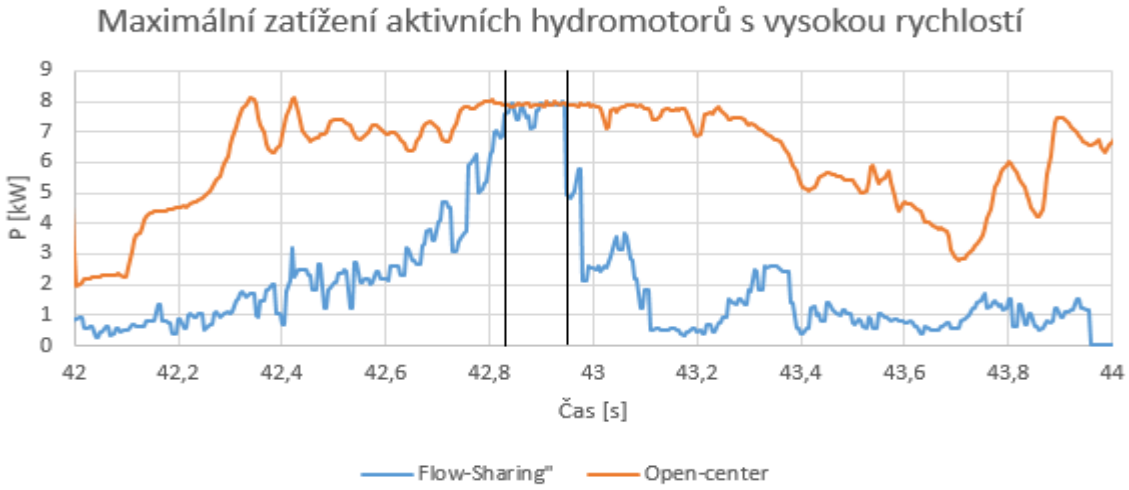
5.3. Režim maximálního zatížení aktivních hydromotorů

Ve chvílích, kdy jsou aktivní hydromotory zatěžovány na maximální hodnoty, záleží na jejich požadované rychlosti. Následující graf (Obr. 41) zobrazuje situaci, tlak v aktivních hydromotorerch výložníku, násady i lopaty dosahuje hodnot 150 až 250 barů. Jejich rychlost je ovšem nízká a proto by výsledný průtok generovaný hydrogenerátorem A10VO byl znatelně nižší, než průtok generovaný hydrogenerátorem PVD-0B. V čase 147,6 až 148,65 sjsou aktivní hydomotory výložníku, násady i lopaty. Energie systému Open-center dosáhla hodnoty 7,65 kJ a systému Flow-sharing 3,42 kJ. V tomto případě se tak jedná o snížení náročnosti o 55,31 %. V čase 148,65 až 149,6 s jsou střídavě aktivní pouze hydromotory násady a lopaty. Výsledný průtok hydrogenerátoru A10VO by tak byl ještě menší než v předchozím případě. Pro tuto situaci je energie systému Open-center 7,16 kJ a systému Flow-sharing 1,68 kJ. Uspoření energie by tak činilo 76,51 %.



Obr. 41 Průběh výkonu systémů při maximálním zatížení hydromotorů s nízkou rychlostí

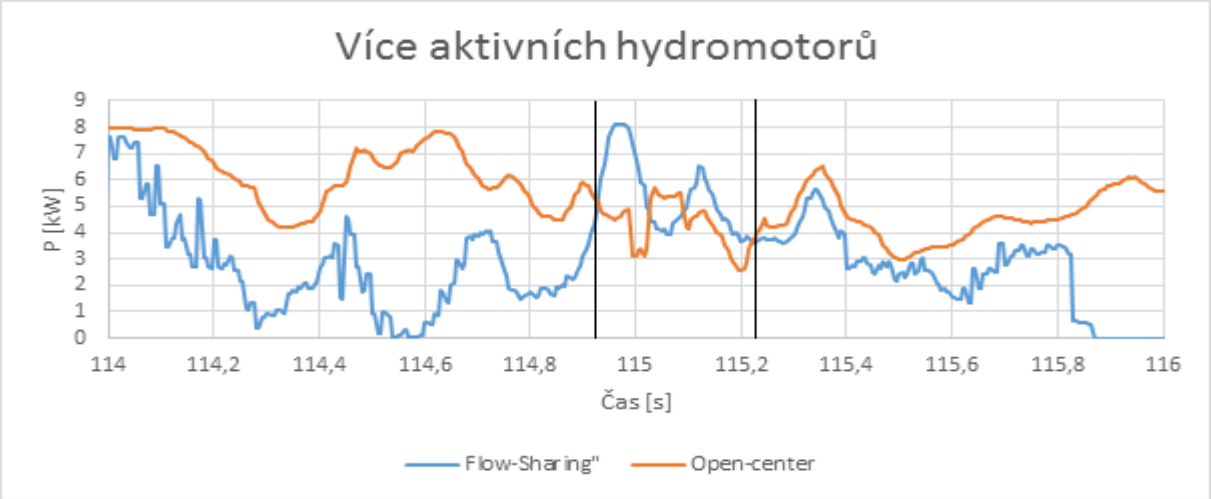
Na následujícím grafu (Obr. 42) je zobrazena podobná situace, jako v předchozím případě, s tím rozdílem, že rychlost hydromotorů je nyní ovšem vyšší. V čase 42,85 až 42,95 s dosahoval kroutící moment obou hydrogenerátorů maximálních povolených hodnot, proto byl u nich aktivován omezovač kroutícího momentu. Díky velmi podobným nastavením omezovačů jsou výsledné výkony systémů téměř totožné. Pro tento případ tak systém Flow-sharing nedosahuje energetických úspor.



Obr. 42 Průběh výkonu systémů při maximálním zatížení hydromotorů s vysokou rychlostí

5.4.Speciální režim pohonu více hydromotorů

Při vyhodnocování dat vyšlo najevo, že v určitých momentech dosahovala energetická náročnost systému Flow-sharing vyšších hodnot, než systému Open-center. Stalo se tak v případech, kdy byly využívány dva a více hydromotorů, přičemž plně zatížen byl pouze jeden z nich. V situaci zobrazené na přiloženém grafu (Obr. 43) jsou v intervalu 114,9 až 115,25 s aktivovány hydromotory pohánějící výložník, násadu a lopatu. Zatížený je pouze hydromotor násady. Hydrogenerátor A10VO musí generovat celkový průtok o hodnotě tlaku dané zatížením hydromotoru násady. Hydrogenerátor v systému Open-center pohání jedním výstupem hydromotory násady a lopaty a druhým hydromotor výložníku. Vysokého tlaku je tak dosahováno pouze na výstupu vedoucí k hydromotoru násady. Energie systému Open-center dosáhla v tomto intervalu hodnoty 1,28 kJ a systému Flow-sharing hodnoty 1,62 kJ. V takovémto případě by došlo použitím systému Flow-sharing ke zhoršení využití dodané energie o 26,25 %.



Obr. 43 Průběh výkonu systémů při ovládání více hydromotorů s pouze jedním zatíženým

6. Závěr

V této bakalářské práci byl představen kompaktní exkavátor E20 a jeho využití. Na základě tématu práce byl popsán současný stav hydraulického obvodu, který zahrnuje agregát, hydraulický systém a jednotlivé hydromotory.

V rešeršní části byly popsány principy hydraulických systémů používaných v oblasti mobilní techniky, kde byl hlavní důraz kladen na systém Open-center, který je používán v sériových strojích E20. Tento systém navzdory své jednoduchosti má mnoho nedostatků, přičemž jako hlavní se jeví velká energetická náročnost. Jako vhodná náhrada se jeví systém Flow-sharing, který, v kombinaci s novým hydrogenerátorem A10VO, by měl značně omezit energetickou náročnost hydraulického obvodu stroje E20. Ačkoliv rozvaděč se systémem Flow-sharing a hydrogenerátor A10VO jsou o 40% dražší, než současné komponenty, díky možnosti optimálnějšího vedení hadic ve stroji nebude cenový rozdíl tak vysoký.

V závislosti na nastavení omezovače krouticího momentu byly vypočítány pracovní rozsahy hydrogenerátoru PVD-0B (*Obr. 27*), který je používán v sériovém stroji E20., a A10VO (*Obr. 30*), který firma zvolila pro testovací prototyp stroje E20 využívající systém Flow-sharing.

Z analýzy vypočtených dat vyplývá, že nový systém Flow-sharing skutečně nabízí potenciál k zefektivnění instalovaného výkonu. Z povahy stroje E20 je nejdůležitější chování systému v momentě záběru podkopem do země. V takové chvíli se tlaky v aktivních hydromotorech pohybují v rozmezí 150 až 250 barů. Hlavním faktorem energetické náročnosti systému Flow-sharing v těchto chvílích je rychlost aktivních hydromotorů. Od její velikosti se odvíjí generovaný průtok tlakové kapaliny. Čím je rychlost hydromotorů nižší, tím je systém Flow-sharing úspornější, viz Obr. 41. Pro přesnější závěry bude nutné provést testy na prototypu stroje E20 s hydraulickým obvodem používající systém Flow-sharing.

Na základě výpočtů v této práci byl objednán jeden kus hydrogenerátoru A10VO pro testovací prototyp E20. Tato práce by měla sloužit jako jeden z podkladů při rozhodování použití systému Flow-sharing na řadu kompaktních exkavátorů vyráběných firmou Bobcat.

Seznamy

Seznam použité literatury

[1] *E20 Datasheet* [online]. b.r. [cit. 2016-06-11]. Dostupné z: http://www.bobcat.eu/bobcat/products/Excavator/E20.page?

[2] CECH, Jan. *Hydraulické schéma stroje E20*. Interní literatura firmy Bobcat. Dobříš, b.r..

[3] *Rotacni pistova cerpadla* [online]. b.r. [cit. 2016-06-18]. Dostupné z: http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-5dil-rotacni-pistova-cerpadla

[4] VOSTROVSKÝ, Jiří. *Hydraulické a pneumatické mecchanismy,*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1991. ISBN 80-01-00626-3.

[5] *Zubová čerpadla* [online]. b.r. [cit. 2016-06-18]. Dostupné z: http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla

[6] *Eaton* [online]. b.r. [cit. 2016-06-18]. Dostupné z: http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@japan/documents/content/pct_1177573.pdf

[7] *Comer* [online]. b.r. [cit. 2016-06-18]. Dostupné z: http://www.comerindustries.com/mediaObject/media/documentazione-tecnica/PlanetaryDrives/original/PlanetaryDrives.pdf

[8] *Closed-center* [online]. b.r. [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: http://www.valvehydraulic.info/creation-and-control-of-fluid-flow/hydraulic-closed-center-circuit.html

[9] *Closed-center Load-sensing* [online]. b.r. [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: http://www.valvehydraulic.info/creation-and-control-of-fluid-flow/hydraulic-closed-center-circuit-with-load-sensing.html

[10] *Open-center* [online]. b.r. [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: http://www.valvehydraulic.info/creation-and-control-of-fluid-flow/open-center-hydraulic-circuit.html

[11] *TechZone-HydraulicValves* [online]. b.r. [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicValves/Article/False/84214/TechZone-HydraulicValves

[12] *Industrialtrainingtemplatebasics* [online]. b.r. [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: http://www.parker.com/parkerimages/hydraulicpump/training/Acrobat/Industrialtrainingtemplatebasics.pdf

[13] *Mobile Working Hydraulic System Dynamics* [online]. b.r. [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: http://liu.diva-portal.org/smash/get/diva2:851607/FULLTEXT01.pdf

[14] *Mobile-control* [online]. b.r. [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/en/xc/trends-and-topics/know-how/mobile-control#

[15] *DPX function* [online]. b.r. [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: http://www.iinet.com/~pppllc/cmsdocuments/dpx100_usa-kbs_568004.pdf

[16] *Pump_Engine_Matching: Výpočtový program Excel*. Interní literatura firmy Bobcat. Dobříš, 2016.

[17] *PVD Piston pump specification*. Interní literatura firmy Bobcat. 2009.

[18] *PVD Pump Torque limiter report*. Interní literatura firmy Bobcat. 2015.

[19] *A10VO Datasheet* [online]. b.r. [cit. 2016-06-20]. Dostupné z: http://dc-america.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/ra-a92703.pdf

[20] CECH, Jan. *E20 CUP composie WG export*. Interní literatura firmy Bobcat. Dobříš, 2016.

[21] Dvjočinný přímočarý hydromotor. *Http://www.amp-hydraulika.cz/images/hv.jpg* [online]. b.r. [cit. 2016-06-18]. Dostupné z: http://www.amp-hydraulika.cz/images/hv.jpg

Seznam použitých symbolů

T … $krouticí\ moment$ $[Nm]$

T_{celk} … $celkový\ krouticí\ moment\ hydrogenerátoru$ $[Nm]$

P … $výkon$ $[kW]$

V_g … $geometrický\ objem\ hydrogenerátoru$ $[cm^3]$

$V_{g\,rot}$ … $geometrický\ objem\ rotačního\ hydromotoru$ $[cm^3]$

n … $otáčky\ spalovacího\ motoru$ $[min^{-1}]$

n_{kab} … $otáčky\ kabiny$ $[min^{-1}]$

n_{rot} … $otáčky\ rotačního\ hydromotoru$ $[min^{-1}]$

p … $tlak$ $[bar]$

$p_{3\,t\,min}$ … $minimální\ tlak\ na\ zubovém\ hydrogenerátoru\ při\ teoretickém\ výpočtu$ $[bar]$

$p_{3\,t\,max}$ … $maximální\ tlak\ na\ zubovém\ hydrogenerátoru\ při\ teoretickém\ výpočtu$ $[bar]$

$p_{3\,r\,min}$ … $minimální\ tlak\ na\ zubovém\ hydrogenerátoru\ při\ reálném\ nastavení\ omezovače$ $[bar]$

$p_{3\,r\,max}$ … $maximální\ tlak\ na\ zubovém\ hydrogenerátoru\ při\ reálném\ nastavení\ omezovače\ [bar]$

D … $průměr\ válce\ [m]$

d … $průměr\ pístnice\ [m]$

$Q_{přím}$ … $průtok\ do\ přímočarého\ hydromotoru\ \left[\frac{l}{min}\right]$

Q_{rot} … $průtok\ do\ rotačního\ hydromotoru\ \left[\frac{l}{min}\right]$

v … $rychlost\ hydromotoru\ \left[\frac{mm}{s}\right]$

$S1$ … $činná\ plocha\ ze\ strany\ pístu\ [m^2]$

$S2$ … $činná\ plocha\ ze\ strany\ pístnice\ [m^2]$

η_{celk} … $celková\ účinnost\ hydrogenerátoru\ [\%]$

E … $energie\ [kJ]$

Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma hydraulického obvodu stroje E20 10
Obr. 2 Řez axiálního hydrogenerátoru [17] 11
Obr. 3 Vlevo – Sací vstup a tlakové výstupy axiálního hydrogenerátoru, Vpravo – Výstupy z pracovních komor [17] 11
Obr. 4 Princip fungování zubového hydrogenerátoru [5] 12
Obr. 5 Exkavátor E20 [1] 12
Obr. 6 Dvojčinný přímočarý hydromotor [21] 13
Obr. 7 Hydraulický olej je přečerpáván do nádrže 14
Obr. 8 Pohon aktivního hydromotoru a přepuštění přebytečné tlakové kapaliny 14
Obr. 9 Řez proporcionálního rozvaděče [11] 15
Obr. 10 Stažení geometrického objemu na minimální hodnotu 16
Obr. 11 Přizpůsobení geometrického objemu požadovanému průtoku 16
Obr. 12 Pracovní rozsah hydrogenerátoru s tlakovým regulátorem 16
Obr. 13 Snížení geometrického objemu na hodnotu, kdy je generovaný průtok 20l/min 17
Obr. 14 Snížení geometrického objemu na hodnotu, kdy je generovaný průtok 10l/min 17
Obr. 15a Snížení geometrického objemu na minimální hodnotu 18
Obr. 16 Pracovní rozsah hydrogenerátoru snímající zatížení hydromotoru 19
Obr. 17 Snižování geometrického objemu 19
Obr. 18 Zvyšování geometrického objemu 19
Obr. 19 Obvod se systémem CCLS pohánějící dva hydromotory [13] 20
Obr. 20 Obvod se systémem Flow-sharing pohánějící dva hydromotory 21
Obr. 21 Vlevo – dominantní sekce s nejvíce zatížením hydromotorem, vpravo – závislá sekce s méně zatíženým hydromotorem 22
Obr. 22 Uzavření regulátoru vlivem vyššího tlaku, ze strany hydromotoru 22
Obr. 23 Závislost krouticího momentu a výkonu na otáčkách motoru 23
Obr. 24 Regulace geometrického objemu omezovačem krouticího momentu 24

Obr. 25 Regulace geometrického objemu tlakovým regulátorem 24
Obr. 26 Teoretická regulace geometrického objemu hydrogenerátoru PVD-0B omezovačem krouticího momentu 26
Obr. 27 Reálná regulace geometrického objemu hydrogenerátoru PVD-0B omezovačem krouticího momentu 27
Obr. 28 Hydraulické schéma hydrogenerátoru A10VO [19] 28
Obr. 29 Teoretická regulace geometrického objemu hydrogenerátoru A10VO omezovačem krouticího momentu 29
Obr. 30 Reálná regulace geometrického objemu hydrogenerátoru A10VO omezovačem krouticího momentu 29
Obr. 31 Průběh krouticího momentu a geometrického objemu hydrogenerátoru PVD-0B v čase 31
Obr. 32 Průběh výkonu systému Open-center v čase 31
Obr. 33 Aktivní hydromotory při měření [1] 32
Obr. 34 Pracovní plochy přímočarého hydromotoru 32
Obr. 35 Vypočtené pracovní body hydrogenerátoru A10VO 34
Obr. 36 Průběh krouticího momentu a geometrického objemu hydrogenerátoru A10VO v čase 34
Obr. 37 Průběh výkonu systému Open-center v čase 35
Obr. 38 Průběhy výkonů obou systémů v čase 36
Obr. 39 Průběh výkonu systémů v situaci bez aktivního hydromotoru 37
Obr. 40 Průběh výkonu systémů při průměrném zatížení aktivních hydromotorů 37
Obr. 41 Průběh výkonu systémů při maximálním zatížení hydromotorů s nízkou rychlostí 38
Obr. 42 Průběh výkonu systémů při maximálním zatížení hydromotorů s vysokou rychlostí 39
Obr. 43 Průběh výkonu systémů při ovládání více hydromotorů s pouze jedním zatíženým 39

Seznam tabulek

Tabulka 1 25
Tabulka 2 28

Seznam příloh

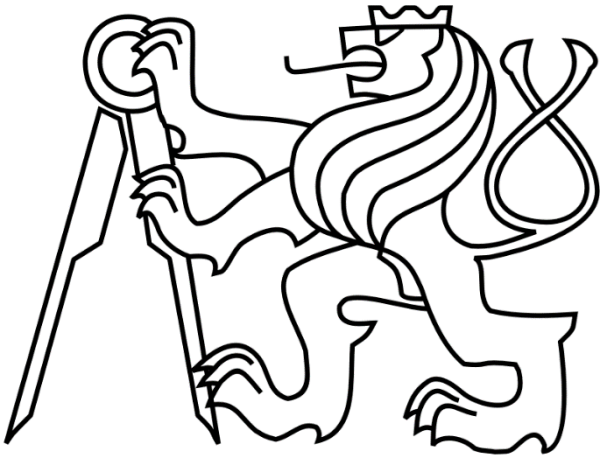
Příloha č. 1: Výpočtový model pro výpočet energetické náročnosti systémů Open-center a Flow-sharing

Příloha č. 2: Hydraulické schéma rozvaděče SDS100 ve stroji E20 (Systém Open-center)

Příloha č. 3: Hydraulické schéma rozvaděče DPX050 zvažovaného pro stroj E20 (Systém Flow-sharing)

FAKULTA STROJNÍ

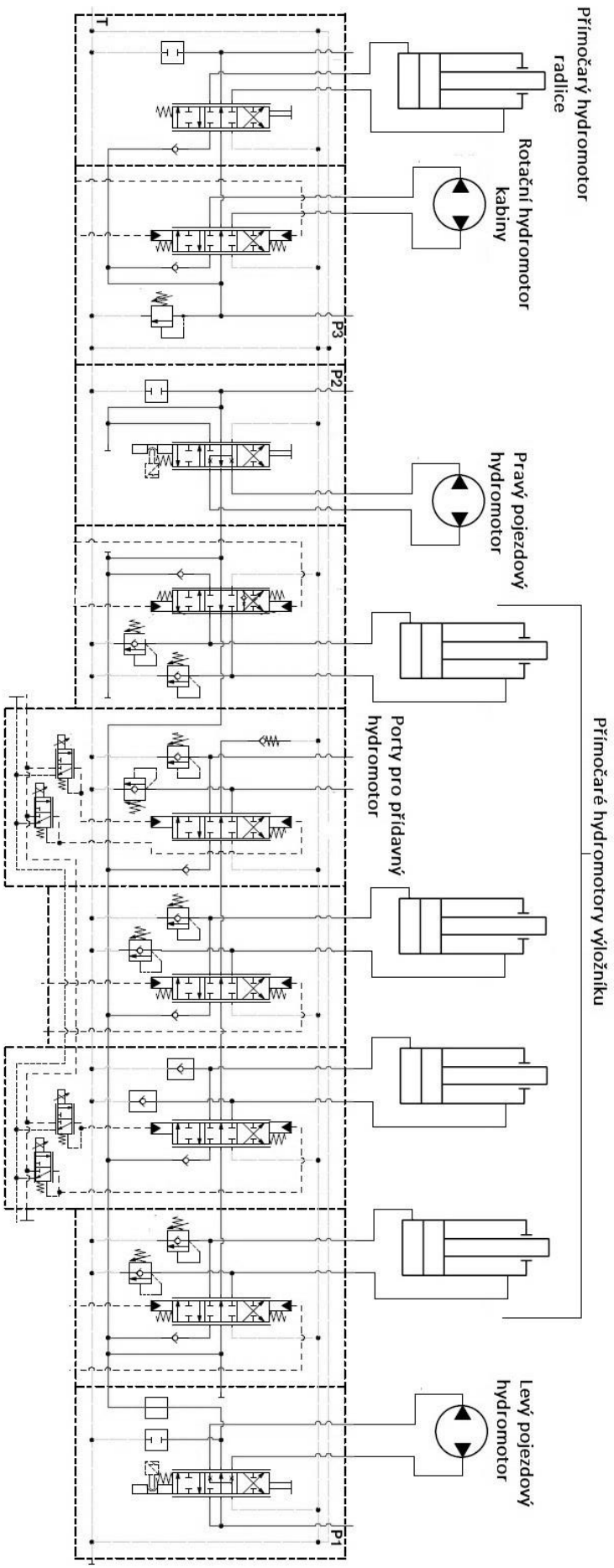
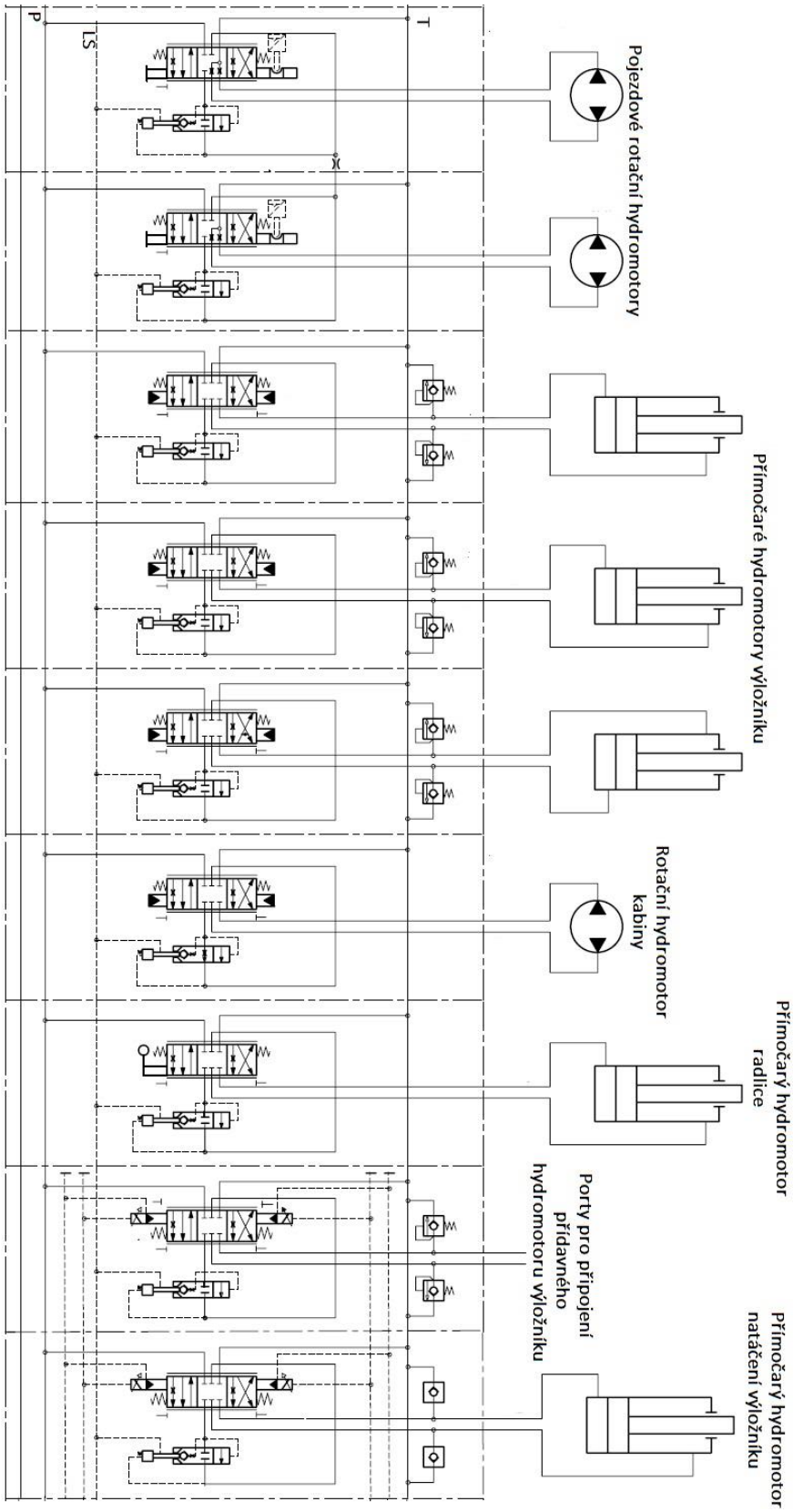
Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Přílohy

Příloha č. 2: Hydraulické schéma rozvaděče SDS100 ve stroji E20 (Systém Open-center)



Příloha č. 3: Hydraulické schéma rozvaděče DPX050 zvažovaného pro stroj E20 (Systém Flow-sharing)