



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**NÁVRH HYDRAULICKÉHO OKRUHU POJEZDU
VIBRAČNÍHO VÁLCE ASC 110**

DESIGN OF TRAVEL HYDRAULIC CIRCUIT OF VIBRATORY SOIL ROLLER ASC 110

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Novák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Roman Klas, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Martin Novák**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Roman Klas, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh hydraulického okruhu pojezdu vibračního válce ASC 110

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce je zaměřena na projekční a experimentálně provozní zhodnocení vlastností tahačového vibračního válce ve spolupráci s výrobcem. Pojetí studie poskytuje komplexní pohled na chod pojezdu válce a jeho hlavních komponent a nabízí zpětnou vazbu mezi návrhem hydraulického okruhu a skutečnými provozními charakteristikami stroje. Výstupy mohou posloužit jako vhodný materiál k dalším úpravám na stávajícím zařízení.

Cíle diplomové práce:

Student v diplomové práci provede rešerši tahačových vibračních válců a navrhne hydraulický okruh pojezdu stroje. Návrh okruhu bude spočívat ve vytipování vhodných komponent na základě požadovaných parametrů, dále student stanoví hlavní veličiny, jako jsou průtok, tlak a hydraulické ztráty pro různé režimy pohybu stroje. Následně určí na základě jednorozměrných modelů křivky chladnutí a ohřevu hydraulického okruhu a zvolí vhodný typ chladiče s ohledem na velikost jeho teplosměnné plochy. V poslední části porovná energetickou bilanci zástavby stroje se dvěma okruhy pojezdu a okruhu s děličem průtoku na základě reálného měření.

Seznam doporučené literatury:

PIVOŇKA, Josef. Tekutinové mechanismy. Praha: SNTL, 1987.

VOSTROVSKÝ, Jiří. Hydraulické a pneumatické mechanismy. Druhé vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1991. ISBN 80-01-00626-3.

PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. Tekutinové mechanismy. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1990. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0082-X.

BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. Hydraulické stroje. Praha: SNTL, 1992. ISBN 80-03-00665

Fakulta strojního inženýrství Vysoké učení technické v Brně / Technická 2896/2 / 616 69 / Brno

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

NOVÁK Martin: Návrh hydraulického okruhu pojezdu vibračního válce ASC 110

Práce předkládá návrh nového konceptu hydraulického okruhu pojezdu tahačového vibračního válce ASC 110. Jako hlavní parametr pro návrh hydraulického okruhu byla zvolena maximální teoretická stoupavost stroje. Po zvolení nové koncepce hydraulického okruhu pojezdu byly zvoleny vhodné hydraulické komponenty. Pro dostatečný návrh hydraulického okruhu byly vypočítány délkové a místní ztráty pro dvě různé rychlosti stroje. Hydraulické ztráty byly vypočítány i pro použití stroje v různých klimatických podmínkách. Byl navržen i nový koncept chlazení stroje a modelovány křivky ohřevu a chladnutí hydraulického okruhu. Pro účely porovnání stoupavosti a energetické bilance nově navrhnuté koncepce pojezdu oproti stávajícímu řešení, které je v současné době v sériové výrobě, byly oba stroje osazeny měřicími místy. Na obou strojích byly v jednotlivých větvích hydraulického okruhu měřeny např.: tlak, průtok a teplota a jiné. Z časových závislostí předem zmíněných parametrů bylo možné určit energetickou úspornost nově navrhnuté koncepce. Pro posouzení maximální možné stoupavosti byl měřen časový průběh sklonu svahu na kterém se stroj nacházel. Při porovnání obou řešení bylo zjištěno, že řešení se dvěma okruhy má výrazně lepší trakční vlastnosti při náročných aplikacích stroje, zejména pak při jízdě do kopce a z kopce. Tato koncepce má také vliv na menší spotřebu paliva a klade menší nároky na chladič hydraulického oleje vzhledem k jeho energetickým poměrům.

Klíčová slova: tahačový válec, vibrační válec, ASC 110, tekutinové mechanismy, vysokotlaká hydraulika, svahová dostupnost, kontrola trakce, diagnostika hydraulického okruhu

Abstract

NOVÁK Martin: Design of travel hydraulic circuit of vibratory soil roller ASC 110

This thesis presents a proposal of newly designed concept for travel hydraulic circuit of vibratory single drum roller ASC 110. The maximum machine gradeability was chosen as the main parameter for hydraulic circuit proposal. After selecting the new hydraulic travel concept, suitable hydraulic components have been selected. Length and local losses for two different machine speeds were calculated for sufficient hydraulic circuit design. Hydraulic losses have also been calculated for use in different climatic conditions. A new machine cooling concept has also been proposed. Heating and cooling curves of hydraulic circuit were calculated. For the purpose of comparing gradeability and energy balance of the newly designed travel concept compared to the existing one currently in mass production, both machines were fitted with measuring points. On both machines were measured for example, pressure, flow and temperature in each hydraulic circuit branch and others. From the time dependencies of the above-mentioned parameters it was possible to determine the energy efficiency of the newly designed concept. To assess the maximum gradeability, the slope

of the hill was measured. Comparing the two machines, it has been found that the two hydraulic circuit solution has significantly improved traction properties in demanding machine applications, especially when driving uphill and downhill. This concept also affects less fuel consumption and places less demand on the hydraulic oil cooler due to its energy efficiency.

Keywords: single drum roller, vibratory roller, ASC 110, fluid mechanics, hydraulics, gradeability, traction control, hydraulic circuit diagnostics

Bibliografická citace

NOVÁK Martin. *Návrh hydraulického okruhu pojezdu vibračního válce ASC 110*. Brno, 2019. Počet stran 103. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav, Odbor fluidního inženýrství Viktora Kaplana. Vedoucí práce Ing. Roman Klas, PhD.

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 23.05.2019

.....

Podpis

Poděkování

Tímto děkuji panu Ing. Romanovi Klasovi, PhD za cenné připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce. Děkuji firmě AMMANN za možnost zpracování diplomové práce a celému zaměstnaneckému kolektivu za vstřícnost. Děkuji mé rodině za podporu v průběhu studia.

Obsah

Úvod.....	12
1. Tahačový vibrační válec	13
2. Koncepce řešení pojezdu tahačových vibračních válců.....	18
2.1. Jednookruhový hydraulický pohon přední nápravy a zadní mostové nápravy.....	19
2.2. Jednookruhový hydraulický pojezd s třicístným děličem průtoku.....	21
2.3. Dvouokruhový hydraulický pohon přední nápravy a zadní mostové nápravy	24
3. Motivace diplomové práce.....	26
4. Dvouokruhový hydraulický pohon pojezdu s dvoucestným děličem průtoku.....	27
5. Stávající provedení v sériové výrobě.....	28
6. Návrh hydraulického okruhu	32
6.1. Teoretické pozadí problému	32
6.2. Stanovení působících sil na stroj.....	34
6.2.1. Výpočet vzdálenosti těžiště od obou náprav při pohybu stroje po rovině	34
6.2.2. Výpočet vzdálenosti těžiště od obou náprav při stoupání stroje.....	35
6.2.3. Výpočet normálových sil působících na obě nápravy	36
6.2.4. Výpočet vyvoditelných sil	36
6.2.5. Výpočet odporových sil	38
6.2.6. Výpočet třecích sil	39
6.3. Postup výpočtu maximální možné stoupavosti stroje.....	40
6.3.1. Metoda půlení intervalů	40
6.3.2. Aplikace metody půlení intervalů.....	40
6.4. Výpočet pro poslední iteraci a stanovení maximálního reálného úhlu stoupání	42
6.5. Volba komponentů hydraulického systému pojezdu	44
6.5.1. Hydromotor pojezdu zadní nápravy.....	44
6.5.2. Hydromotor pojezdu přední nápravy	45
6.5.3. Planetová převodovka [1]	45
6.5.4. Hydrogenerátor pojezdu.....	46
6.5.5. Výplachový blok [6]	52
6.5.6. Blok brzdy [6].....	52
6.5.7. Dělič průtoku	53
6.5.8. Hydraulická kapalina	54

6.5.9. Filtry hydraulické kapaliny	54
6.5.10 Hydraulické schéma nově navržené koncepce pohonu pojezdu stroje	56
6.6. Hydraulické ztráty.....	56
6.6.1. Výpočet místních hydraulických ztrát v okruhu.....	57
6.6.2. Výpočet délkových hydraulických ztrát v okruhu	57
6.6. Tepelný výpočet hydraulického okruhu.....	60
6.6.1. Průběh oteplování okruhu	65
6.6.2. Průběh ochlazování okruhu.....	66
6.6.3. Diskuze k návrhu chladiče hydraulického oleje	67
7. Měření hydraulických okruhů.....	69
7.1. Měřicí technika	69
7.2. Měření tlaku.....	70
7.3. Měření průtoku.....	71
7.4. Měření teploty.....	72
7.5. Měření sklonu	72
8. Zpracování a vyhodnocení měření.....	74
8.1. Měření stroje s jednookruhovým hydraulickým systémem pojezdu	75
8.1.1 Výrazně omezená svahová dostupnost stroje bez zapnutého RTM modulu.....	78
8.1.2 Mezní okamžik ztráty trakce na přední nápravě při zapnutém RTM modulu ..	79
8.1.3. Stanovení maximálního ztrátového výkonu při regulaci třicestného děliče průtoku	81
8.1.4. Stanovení tolerance regulace třicestného děliče průtoku mezi jednotlivými kanály.....	82
8.1.5. Stanovení celkového ztrátového výkonu hydraulického okruhu pojezdu pro stroj s RTM	82
8.2. Měření stroje s dvouokruhovým hydraulickým systémem pojezdu	84
8.2.1. Výjezd stroje na svah 45%.....	86
8.2.2. Jízda po rovině	87
8.2.3. Maximální stoupavost prototypového stroje.....	88
Závěr	91
Seznam použitých zdrojů.....	94
Seznam použitých symbolů a značek	97
Seznam obrázků.....	101
Seznam tabulek	103

Úvod

Tato práce se v první části zabývá charakteristikou a základním konstrukčním uspořádáním tahačového vibračního válce. U každé konstrukční skupiny s důrazem na hydraulické okruhy stroje jsou podrobně popsány systémy funkce. Práce se dále zabývá přehledem a základní charakteristikou jednotlivých koncepčních řešení pohonů tahačových vibračních válců. Důkladné seznámení a pochopení výhod a nevýhod jednotlivých koncepcí vede ke správnému zvolení typu pojezdu stroje. Pohon, jak je všeobecně známo, je nejdůležitější konstrukční součástí stroje. Speciálně pro tahačový válec, který je uzpůsoben pro práce na svazích a na nezpevněných površích, musí být koncepce pohonu stroje velice důkladně zvážena a poté navržena. Pokud není pojezd stroje správně navržen a není dostatečně spolehlivý, je to obvykle první věc, které si zákazník všímá. Svahová dostupnost stroje musí v některých případech dosahovat hodnot až 55 % i ve velmi náročném terénu. Tato hodnota je obvyklá např. při úpravách hrázné zdi vodních nádrží nebo zpeňování bočních svahů silniční komunikace. Pokud je stroj nachází na svahu o hodnotě 55 %, není už možné použití vibračních účinků stroje z důvodu bezpečnosti.

V druhé části práce je navržen hydraulický okruh pojezdu stroje. Jedná se o dvouokruhovou koncepci. Původní řešení, které tvoří pouze jeden hydraulický okruh, bylo zvoleno jako reprezentace stávajícího řešení firmy AMMANN u tahačových válců. Protože jsou známy některé nedostatky tohoto řešení, zvláště co se týče trakce při jízdě na povrchu s nízkým součinitelem tření nebo při jízdě vzad do kopce, bylo zvoleno pro účely porovnání právě nově navržené řešení se dvěma okruhy pojezdu. Tuto koncepci tvoří dva hydraulické okruhy, každý pro pohon jedné nápravy. Nově navržená koncepce by měla být energeticky méně náročná proto, že v okruhu není třicestný dělič průtoku, ale pouze dvoucestný dělič průtoku mezi zadními koly. Tyto varianty jsou mezi sebou porovnány jak z hlediska výjezdů stroje do kopce, mezních hodnot svahových dostupností, ale také energetického hlediska. Důkaz lepší stoupavosti a lepší energetické bilance bude proveden na základě měření stroje ze sériové výroby a nově postaveného prototypového stroje.

Cílem této práce je zdůvodnit a reálně prokázat, že řešení pohonu stroje se dvěma okruhy je energeticky a trakčně výhodnější. V terénu by toto řešení nemělo mít problém se žádnou z předem stanovených svahových dostupností. Nevýhodou tohoto řešení může být jeho větší pořizovací cena, protože pohon stroje bude obsahovat o jeden hydrogenerátor více. Avšak nebude muset být použit třicestný dělič průtoku, který generuje větší tlakové ztráty v okruhu než dvoucestný, a je cenově velmi nákladný. Zhodnocení bude možné provést na základě vyhodnocení měření reálných provedení strojů. Touto problematikou se zabývá třetí část práce.

Výsledek této práce by mohl vést ke změně koncepce pojezdu tahačových vibračních válců ve firmě AMMANN a její možné prosazení do sériové výroby.

1. Tahačový vibrační válec

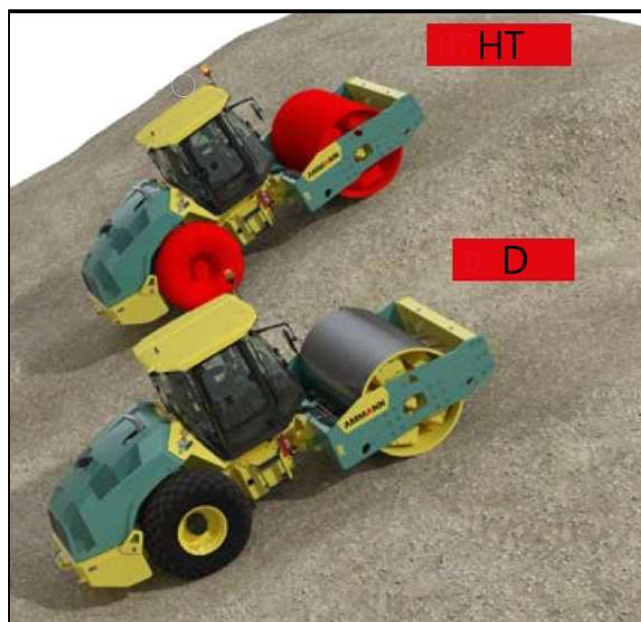
Tahačový vibrační válec je stavební stroj určený především pro práce středního a velkého rozsahu. Používá se pro zvýšení únosnosti podloží a hutnění nezpevněných podpovrchových vrstev zemin. Zemina je hutněna statickou a dynamickou formou. Uplatnění nachází nejčastěji při prvotních úpravách povrchu, tzn. zarovnání povrchu a odstranění přebytečné vlhkosti ze zeminy za pomoci ježkového provedení běhounu. Je primárně používán při dopravním a pozemním stavitelství. Může být použit i pro vedlejší úkony, jako např.: při úpravách terénu v povrchových dolech nebo stavbě sypaných přehradních hrází. [1]



Obrázek 1: Tahačový vibrační válec [2]

Konstrukční řešení stroje se sestává z několika částí. Pohon zadní části stroje zajišťuje zadní náprava, která je tvořena dvěma koly. Pohon přední části stroje zajišťuje běhoun. Výkon spalovacího motoru je přiveden zubové spojky na hydrogenerátor pojezdu, který převádí mechanickou energii na energii tlakovou. Tlaková energie je poté pomocí pružných vysokotlakých hadic transportována ke třem hydromotorům, které přenášejí kroutící moment na kola a na běhoun v závislosti na geometrických objemech a tlakových spádech na jednotlivých hydromotorech. Otáčky kol a běhounu, a tím i rychlost stroje, jsou výsledkem převodu mezi hydromotorem a použitou planetovou převodovkou.

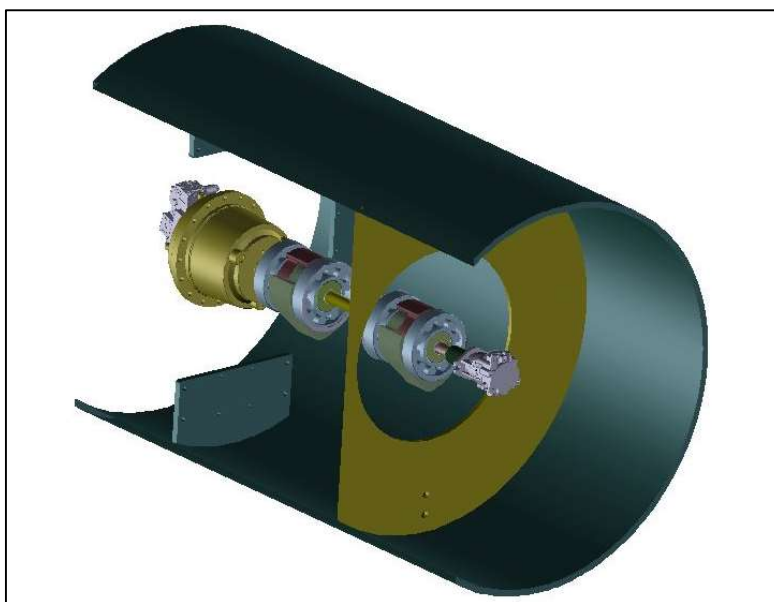
Stroj ASC 110 je dostupný se třemi druhy pojezdu. Základní, typ pojezdu D, je vhodný pro úpravu rovinatých terénů. Druhým druhem pojezdu je typ HD. Tento druh pojezdu se vyznačuje zvýšenou tažnou silou. Posledním druhem pojezdu je typ HT. Vyznačuje se výrazně zvýšenou tažnou silou a proto je možné stroj s tímto druhem pojezdu používat v náročném terénu a ve svazích s hodnotou stoupání až 60 %. Jednotlivá provedení se neliší koncepcí pojezdu, pouze geometrickým objemem použitých hydromotorů a převodovým poměrem planetových převodovek. Srovnání provedení pojezdu, co se týče svahové dostupnosti, je na obrázku pod textem.



Obrázek 2: Svahové dostupnosti [3]

Vzorek kola může být zvolen z několika variant. Diamantový pro jízdu v nenáročném terénu, nebo pro použití v náročnějším terénu traktorový vzorek. Diamantový vzorek je také používán při aplikacích, kdy je kladen důraz na vzhled povrchu, protože nezanechává tak výraznou stopu.

Nejdůležitějším parametrem stroje je jeho hutnicí účinek. Statická složka hutnění je zastoupena celou hmotností stroje. Parametrem reprezentujícím tuto vlastnost je statické lineární zatížení. Dynamická složka hutnění je zajištěna běhounem, který tvoří přední nápravu. Parametrem reprezentujícím tuto vlastnost je odstředivá síla. Dynamická složka hutnění je generována budičem vibrací, který je uložen uvnitř běhounu. Vibrační účinek stroje je vytvořen excentrickým pohybem budiče vibrací. Hutnicí účinek může být regulován proporcionálně nebo pozicí zapnuto/vypnuto. Pro proporcionální volbu typu vibrace je zapotřebí umístění proporcionálního hydrogenerátoru do hydraulického okruhu vibrace. Nejčastěji je používán axiální pístový. Regulace hutnicího účinku se provádí především regulací amplitudy vibrace, protože změna frekvence nemá dostatečný vliv na výslednou odstředivou sílu. Hlavní parametrem, který má vliv na odstředivou sílu, je moment setrvačnosti. Velikost frekvence vibrace je nastavována na hydrogenerátoru vibrace změnou jeho geometrického objemu. Velikost amplitudy je závislá na tvaru a hmotnosti excentrů umístěných uvnitř běhounu. Při použití typu vibrace zapnuto/vypnuto je změna amplitudy provedena změnou směru otáčení excentrů a tím i jejich vzájemným pootočením. Pro pohon vibrace je ve stroji umístěn speciální hydraulický okruh. Velikosti typických hodnot frekvencí a amplitud jsou uvedeny v tabulce č.1. Pro názornost je uveden obrázek průřezu běhounem. [1] [3]



Obrázek 3: Umístění budiče vibrací v běhounu [3]

Povrch běhounu může být zvolen ze dvou verzí. Při použití stroje na nekohézních materiálech se volí hladké provedení běhounu. Pokud stroj pracuje v kohézních materiálech, které obsahují značné množství vlhkosti, volí se ježkový povrch běhounu. Pomocí ježkového běhounu se z materiálu vytlačuje přebytečné množství vody.

Nad zadní nápravou je umístěn motorový prostor, kde se nachází pohonná jednotka, kterou je nejčastěji spalovací motor. Jsou zde umístěny všechny potřebné filtry, chladič, hydrogenerátory a hydraulická nádrž. V dnešní době se nové systémy u vibračních válců téměř neobjevují. Nové generace vibračních válců se dnes liší většinou pouze designem a pokročilejším systémem úpravy výfukových plynů. V prostřední části stroje je umístěno stanoviště řidiče. Podle klimatických podmínek je možné zvolit stroj s kabinou nebo bez kabiny.

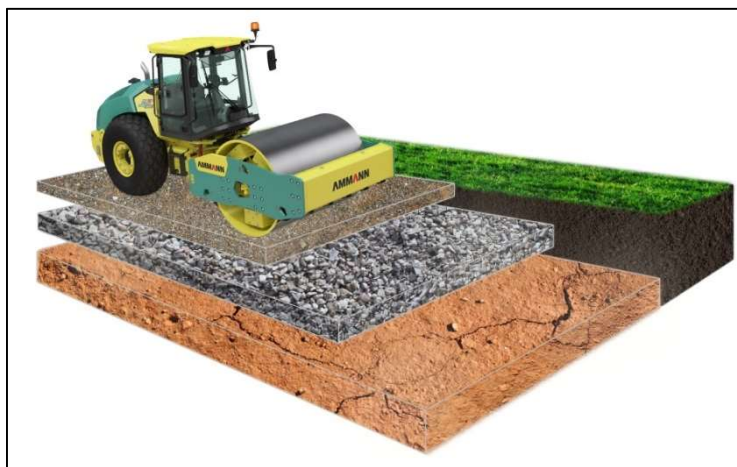
Řízení stroje je řešeno pomocí samostatného hydraulického okruhu. Spalovací motor opět předává kroutící moment na hřídel hydrogenerátoru řízení, který předává tlakovou energii kapaliny do jednotky posilovače řízení. Jednotka posilovače řízení poté na základě požadavku obsluhy na velikost úhlu natočení předává potřebný průtok do lineárních hydromotorů, který prostřednictvím středového kloubu ovládá natočení běhounu.

Tahačové vibrační válce se vyrábějí v hmotnostním rozmezí 3-25 tun. Volba hmotnosti stroje závisí na potřebné hloubce zhutnění zeminy. Jako univerzální stroj lze použít stroj o hmotnosti 11 tun. Stroj o této hmotnosti má hloubkový hutnicí dosah přibližně 0,8m, v závislosti na druhu podloží, protože každé podloží má jiný koeficient útlumu. Provedení stroje umožňuje také možnost přidání radlice pro odklizení přebytečného množství zeminy a pro práce ve výkopech. Mezi hlavní výrobce tohoto typu stroje se řadí např.: firmy AMMANN, HAMM a Bomag. Každá z těchto firem má svoje unikátní řešení pojezdu stroje. [1]

V porovnání s ostatními typy vibračních válců, jako jsou tandemové a pneumatikové, je značnou výhodou velký hutnící výkon a velký hloubkový hutnící účinek způsobený vibrační běhounu. Vyznačuje se také velmi dobrou dostupností v terénu.

Tahačový vibrační válec s hladkým běhounem lze použít pro hloubky zemin [1]:

- Jílová zemina – 250 mm
- Hlinitá zemina – 400 mm
- Smíšené zeminy – 500 mm
- Písečné a štěrkové zeminy – 600 mm
- Kamenité zeminy – 800 mm



Obrázek 4.: Oblast použití tahačového válce s hladkým běhounem [3]

Tahačový vibrační válec s ježkovým běhounem lze použít pro následující výšky zemin [1]:

- Jílová zemina – 300 mm
- Hlinitá zemina – 400 mm
- Smíšené zeminy – 500 mm



Obrázek 5: Oblast použití tahačového válce s ježkovým běhounem [3]

Tabulka 1: Základní parametry tahačového válce ASC 110 [2]

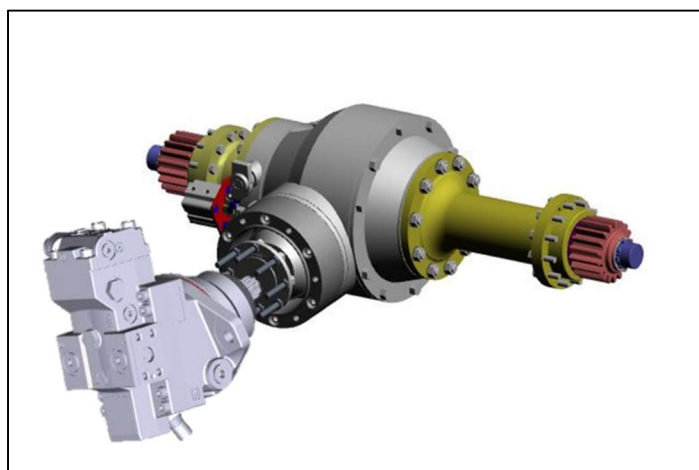
Hmotnost	[kg]	11660
Amplituda vibrace	[mm]	1,85/0,9
Frekvence vibrace	[Hz]	32/35
Odstředivá síla	[kN]	277/160
Statické lineární zatížení	[kg/cm]	34,5
Stoupavost	[%]	45
Výkon spalovacího motoru	[kW]	119

2. Koncepce řešení pojezdu tahačových vibračních válců

Pokud se podíváme na dnešní trh s tahačovými válci, můžeme zde najít několik řešení pojezdu strojů. Každý výrobce má své unikátní řešení. V praxi se objevují tři nejhlavnější, které jsou podrobně popsány v následujících podkapitolách. Každé řešení má svoje výhody a nevýhody.

2.1. Jednookruhový hydraulický pohon přední nápravy a zadní mostové nápravy

Jediným zástupce z řady firem, které tento pohon používají v sériové výrobě je konkurent č.1. Tento druh pojezdu se skládá z hydrogenerátoru pojezdu, na který je přenášen kroutící moment ze spalovacího motoru stroje. Hydrogenerátor pojezdu, nejčastěji je používán elektronicky ovládaný, proporcionální, axiální pístový, transportuje hydraulický olej k hydromotoru zadní nápravy. Tento hydromotor je součástí pevné, mostové zadní nápravy a přenáší kroutící moment na diferenciál. Náprava použitá v této koncepci je označována jako LSD (limited slip differential). Diferenciál je použit z důvodu umožnění odlišné velikosti otáček kol v zatáčce. Je zde použit diferenciál s omezeným prokluzem. Použití tohoto typu diferenciálu se vyplácí ve chvílích, kdy dochází k prokluzu jednoho z kol. Diferenciál poté rovnoměrněji přenáší kroutící moment na obě kola a nepřenáší ho pouze na jedno kolo jako u otevřeného diferenciálu. Tím je tak zajištěna částečná uzávěrka. [3] [4]



Obrázek 4: Ilustrace zadní nápravy

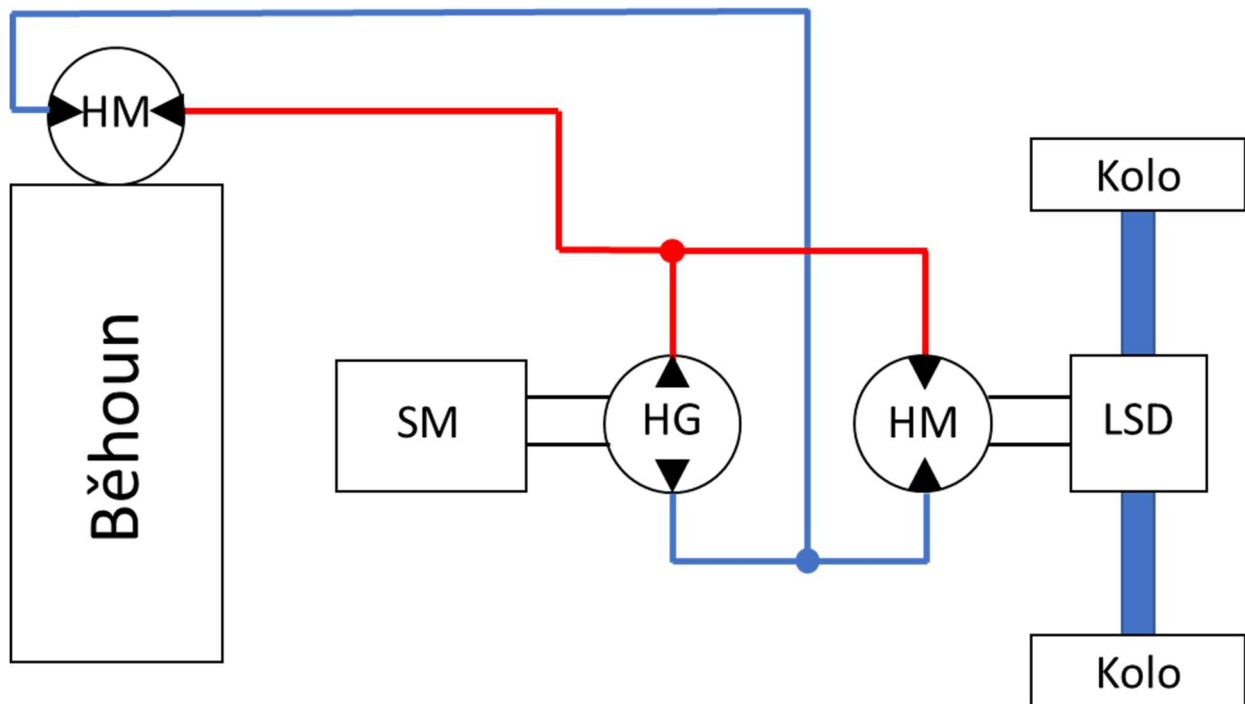
Přední náprava je poháněna axiálním pístovým hydromotorem, do kterého vstupuje tlakový olej ze stejného hydrogenerátoru pojezdu. Na hydromotoru je umístěna planetová převodovka s lamelovou brzdou.

Regulace kroutícího momentu v závislosti na vnějších podmínkách (kontrola trakce) je prováděna vnitřní řídicí jednotkou. Funkce tohoto systému je firemním tajemstvím. Zjednodušeně lze říci, že systém, který je tvořen mikroprocesorem, zpracovává informace o stroji. Řídicí jednotka zpracovává informace ze snímačů otáček umístěných v obou hydromotorech pojezdu. Hodnoty otáček hydromotorů odpovídají hodnotě otáček jednotlivých náprav. Pokud systém vyhodnotí, že se tyto otáčky odlišují, předává řídicí jednotka požadavek na elektronicky ovládané proporcionální axiální hydromotory a je u nich měněn geometrický objem. Takový je systém elektronické mezinápravové uzávěrky pojezdu. Uzávěrka mezi koly zadní nápravy je řešena mechanicky pomocí diferenciálu.

Výhodou tohoto koncepčního řešení je absence jakéhokoliv děliče průtoku. Proto se tento systém vyznačuje malou tlakovou ztrátou při regulaci. Z tohoto řešení poté plyne nižší spotřeba paliva.

Jako nevýhodu tohoto systému lze uvést zadní mostovou nápravu. Kvůli instalaci tohoto prvku v systému pojezdu se zvedá zástavbová výška spalovacího motoru, která komplikuje výhled ze stroje směrem vzad. [5]

Funkční schéma řešení pojezdu stroje je na obrázku č.5.



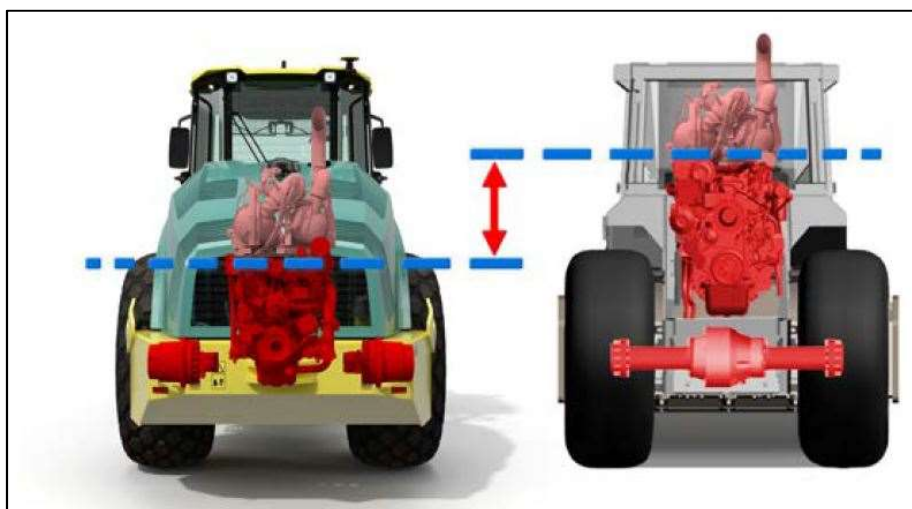
Obrázek 5: Funkční schéma pojezdu-konkurent 1

2.2. Jednookruhový hydraulický pojezd s třícestným děličem průtoku

Jediným představitelem použití tohoto druhu pojezdu je firma AMMANN. Toto řešení je aktuálně používáno v sériové výrobě pro celé hmotnostní rozmezí tahačových válců. Může zde být použit pouze dvoucestný dělič průtoku. Ten je součástí standartního sériového provedení stroje a je označován jako mezi kolová uzávěrka, protože plní funkci uzávěrky pouze mezi koly zadní nápravy. Třícestný dělič průtoku je do stroje zařazován pouze u provedení strojů se zvýšenou tažnou silou (HD a HT provedení) nebo na přání zákazníka jako volitelná výbava u stroje se standartní velikostí tažné síly (D provedení). [1]

Kompletní pohon stroje je řešen hydraulicky. Spalovací motor předává kroutící moment na elektronicky ovládaný, proporcionální, axiální pístový hydrogenerátor pojezdu, který transformuje mechanickou energii na tlakovou energii kapaliny. Kapalina je transportována skrze třícestný dělič průtoku (RTM modul) ke třem axiálním pístovým hydromotorům pojezdu, které přenáší kroutící moment na kola zadní nápravy a na běhoun. RTM modul je standartně vyřazen z provozu a umožňuje průtok kapaliny jen s minimálními ztrátami. RTM modul je podrobně popsán v dalších kapitolách. Pokud se stroj nachází na povrchu se špatnou trakcí, je aktivován na požadavek obsluhy stroje pomocí tlačítka na přístrojové desce.

Ze zástavbového schéma stroje je zřejmé nižší uložení spalovacího motoru. Spalovací motor může být uložen níže, protože se ve stroji nenachází žádná mechanická zadní náprava. Tato skutečnost má velice příznivý vliv na polohu těžiště stroje a na viditelnost ze stroje směrem vzad. Pro názornost je přiložen obrázek č.6. Na levé straně je schéma koncepce při použití jednookruhového nebo dvouokruhového systému pojezdu. Na pravé straně obrázku je schematicky zobrazen výhled ze stroje při použití mechanické zadní nápravy. Tento koncept používají firmy konkurent č. 1 a 2. Fakt výhledu ze stroje směrem vzad se může zdát zanedbatelný, ale pracovní čas stroje je téměř rovnoměrně rozdělen pro jízdu vpřed a vzad. Dále má zásadní vliv na bezpečnost provozu stroje při couvání, kdy má obsluha přehled o pracovnících, kteří se okolo stroje pohybují.

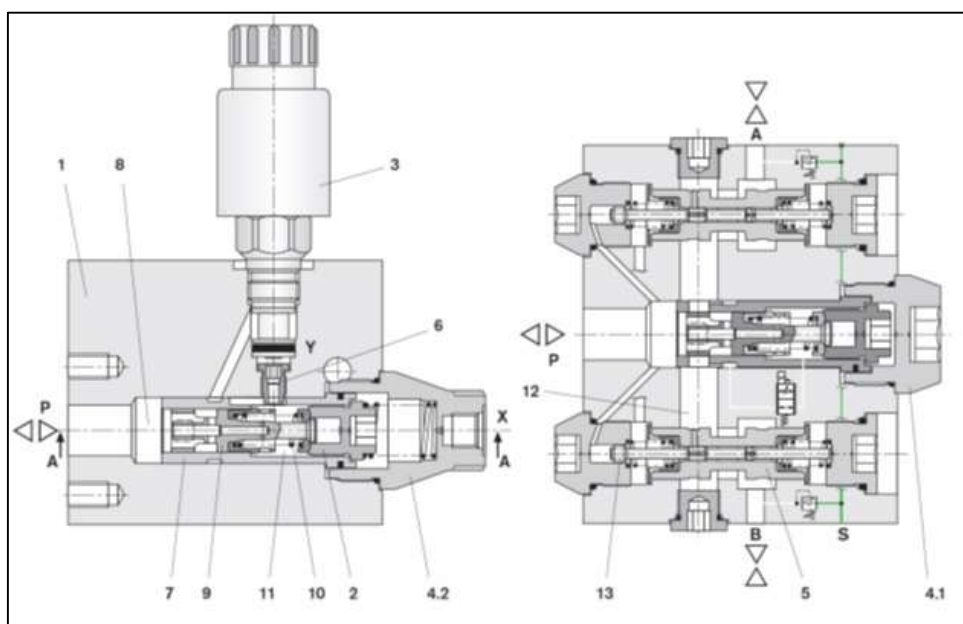


Obrázek 6: Rozdílné polohy uložení spalovacího motoru [3]

V této koncepci je velice důležité zařazení třicestného děliče průtoku do okruhu.

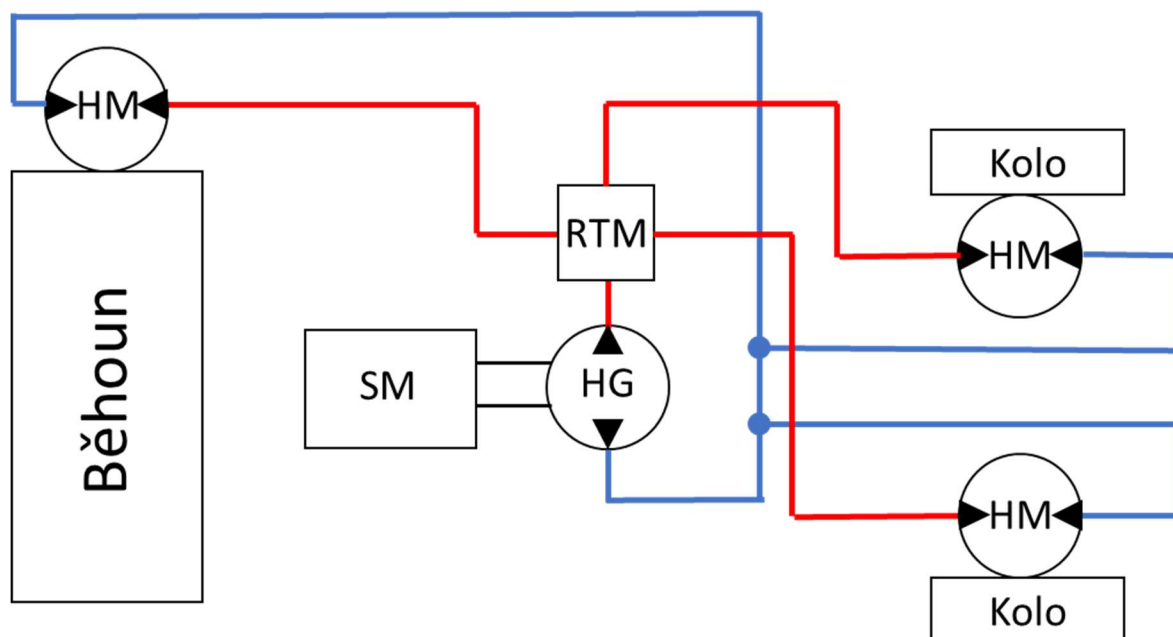
RTM trakční moduly jsou hydraulické děliče průtoku pro kontrolu synchronizace otáček kolových hydromotorů. Mohou být použity pro 2, 3 a 4 kolové pohony a je možné je používat v otevřeném nebo uzavřeném hydraulickém obvodu. Dělič průtoku zde figuruje jako mezi kolová a mezi nápravová hydraulická uzávěrka. Funkce je velice podobná funkci mechanického diferenciálu, pouze na kapalinovém principu. [3]

Dělič průtoku zajišťuje konstantní průtok k hydromotorům od hydrogenerátoru, nezávisle na tlakovém spádu na hydromotorech. Dělič průtoku je aktivován při pohybu kol zadní nápravy nebo běhounu na površích o velice různém součiniteli tření. Např. pokud se jedno kolo nachází na ledu. V případě najetí jednoho kola na led se výrazně zvýší rychlost kola, což znamená pokles tlakového spádu na daném hydromotoru a zvýšení průtoku. Veškerý průtok by byl přesměřován právě na kolo se špatnou trakcí a došlo by k zastavení druhého kola a běhounu. Výsledkem je velice špatná trakce a stroj není schopný práce. Dělič průtoku v popsané situaci škrtní danou větev hydraulického okruhu tak, aby průtok hydromotorem byl konstantní a nezávislý na vnějším vlivu. Řez děličem průtoku a popis hlavních komponent je na obrázku č. 7. Funkční schéma pojezdu stroje je na obrázku č. 8.



Obrázek 7: Dělič průtoku RTM [8]

- | | |
|--------------------------|-----------------------|
| 1. Těleso | 7. Pouzdro |
| 2. Měřicí tryska | 8. Komora |
| 3. Proporcionální ventil | 9. Hlavní cívka |
| 4.1. Uzavírací šroub | 10. Přítlačná pružina |
| 4.2. Redukce | 11. Komora pružiny |
| 5. Tlakový kompenzátor | 12. Vrtání |



Obrázek 8: Funkční schéma pojezdu: Ammann

Jako výhodou tohoto systému můžeme označit absenci zadní mostové nápravy. Je tedy docíleno velmi dobré viditelnosti ze stroje směrem vzad. Další významnou výhodou je snížení polohy těžiště spalovacím motorem umístěným mezi zadními koly. Nevýhodou je nutnost použití třicestného děliče průtoku.

2.3. Dvouokruhový hydraulický pohon přední nápravy a zadní mostové nápravy

Další používanou koncepcí je dvouokruhový hydraulický pohon s použitím zadní mostové nápravy. Toto řešení je používáno konkurentem č.2.

Konkurent č.2 používá jako jediný pro určité hmotnostní rozmezí tahačových válců systém pohonu pomocí dvou hydrogenerátorů. Každý z hydrogenerátorů pojezdu pohání jednu z náprav. Změnou, co se týče použití druhu diferenciálu, je použití zcela uzamykatelného diferenciálu, označovaného jako „No Spin“. Obrázek tohoto typu diferenciálu je pod textem. Tento typ diferenciálu převádí maximální množství kroutícího momentu na obě nápravy při pohybu stroje v přímočarém směru. Otáčky obou kol jsou tedy totožné. Tento fakt je zajištěn zubovou spojkou. Pokud vozidlo projíždí zatáčkou a je vyvinut požadavek na rozdílné otáčky na obou kolech, diferenciál je rozpojen pomocí vnitřní vinuté pružiny. Tímto systémem je docíleno plynulého projetí zatáčky bez prokluzování jednoho z kol. Tuto koncepci můžeme považovat za úplnou mechanickou uzávěrku pojezdu. [3] [7]

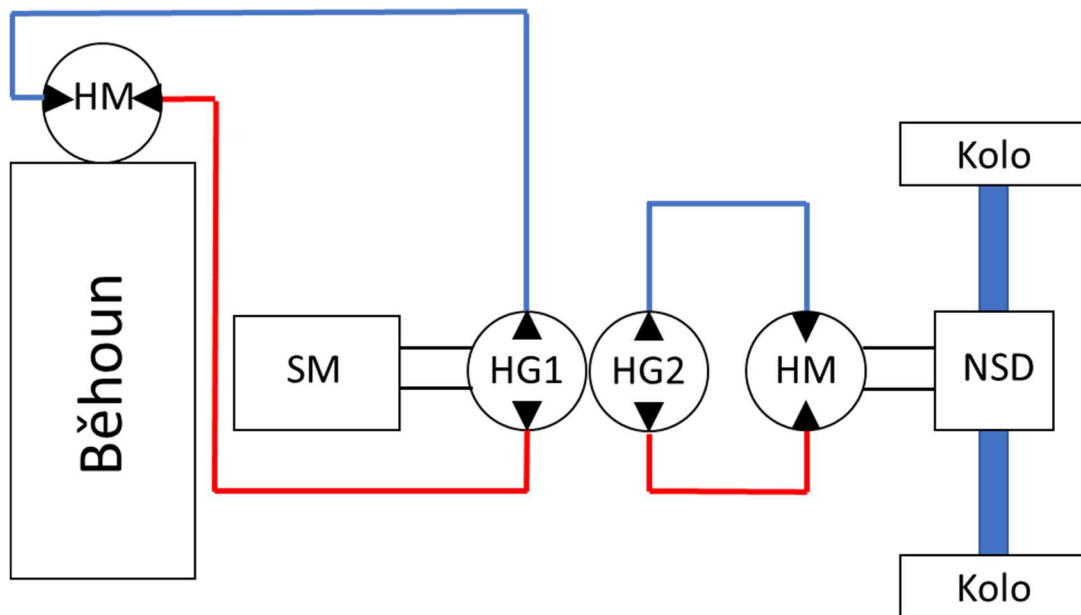


Obrázek 9: Diferenciál No Spin [8]

Funkční schéma tohoto druhu pojezdu je na obrázku č.10.

Výhodou tohoto systému je absence jakéhokoliv děliče průtoku. Tím je docíleno nízkých ztrát v systému pojezdu. Další výhodou je použití dvou hydrogenerátorů z důvodu docílení lepších dynamických vlastností v okruhu.

Nevýhodou tohoto typu pojezdu je zadní mostová náprava, kvůli které je zkomplikován výhled ze stroje směrem vzad a vyšší polohou spalovacího motoru zvýšení polohy těžiště stroje.



Obrázek 10: Funkční schéma pojezdu-konkurent 2

3. Motivace diplomové práce

Důvodem pro zvolení tohoto druhu diplomové práce a následné její zpracování je přínos nového typu pojezdu na trh tahačových vibračních válců.

Návrh nového druhu pojezdu kombinuje výhody už zmíněných koncepcí pojezdu na trhu a zároveň odstraňuje nedostatky současného provedení v sériové výrobě. Tato koncepce je velice specifická. U hlavních výrobců na trhu není tento typ pojezdu tahačového válce dosud použit.

Důvodem pro návrh a porovnání tohoto typu pohonu stroje se stávajícím řešením je snaha firmy Ammann o návrh jiného druhu pojezdu, který nebude obsahovat třícestný dělič průtoku a zároveň nebude používat zadní mostovou nápravu. Při pracovním nasazení stroje s třícestným děličem průtoku je od zákazníků známo, že stroj má při stoupání tendenci k houpavosti. Při jízdě stroje z kopce se zase místy přibrzdí střídavě levé a pravé kolo. Všechny tyto aspekty přispívají k nepohodě při obsluze stroje a mohou tak vyvolávat nepohodlí při práci se strojem. Odstraněním třícestného děliče průtoku a nepoužitím mostové nápravy je možné dosáhnout výborné viditelnosti ze stroje směrem vzad a zároveň dosáhnout vyššího komfortu jízdy stroje při práci ve svazích a dodržení stanovené stoupavosti. Prototypový stroj by dokonce mohl dosáhnout vyšší hodnoty svahové dostupnosti.

Všechny tyto uvedené důvody vedly k motivaci pro vývoj nového systému. Při případném osvědčení této koncepce a ověření funkčnosti systému při měření hydraulického okruhu prototypového stroje může být tento systém prosazen do sériové výroby.

Koncepce budoucího hydraulického pojezdu je popsána v následující kapitole.

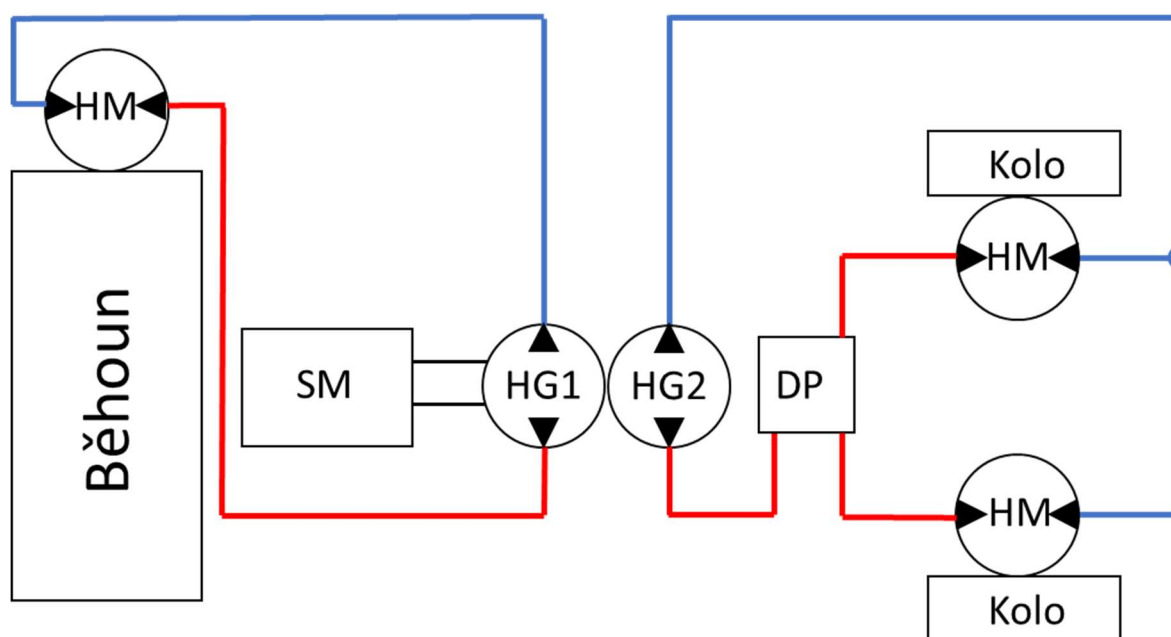
4. Dvouokruhový hydraulický pohon pojezdu s dvoucestným děličem průtoku

Celkový pohon stroje, to znamená, pohon obou náprav, je opět řešen hydraulicky. Hlavním rozdílem oproti jednookruhovému řešení je použití jednoho hydraulického okruhu pro každou nápravu zvlášť.

Pohon zadní nápravy je tvořen hydrogenerátorem pojezdu a dvěma hydromotory pojezdu umístěnými v kolech. Protože jsou použity axiální pístové hydromotory, jsou výsledné otáčky kol výsledkem převodu právě mezi hydromotorem a planetovou převodovkou. Toto řešení je použito i u předešlých koncepcí. Je zde zařazen dělič průtoku, ovšem pouze dvoucestný. Úkolem tohoto děliče je udržení konstantního tlakového spádu na každém z kol a tím zabránění ztráty trakce. Použití tohoto druhu děliče průtoku by nebylo nutné v případě, že by byl navrhnout řídicí systém a řídicí jednotka, která by sloužila k elektronické uzávěrce pojezdu. Tento systém však není ve firmě prozatím vyvinut.

Okruh pro přední nápravu je tvořen druhým, samostatným, hydrogenerátorem pojezdu a hydromotorem pojezdu umístěným v běhounu. Planetová převodovka je součástí pohonu běhounu. Součinnost obou hydrogenerátorů je řešena softwarově. Hlavním požadavkem je dosažení stejné rychlosti obou náprav za jakékoliv situace.

Funkční schéma okruhu je na obrázku 11.



Obrázek 11: Funkční schéma pojezdu-nové řešení

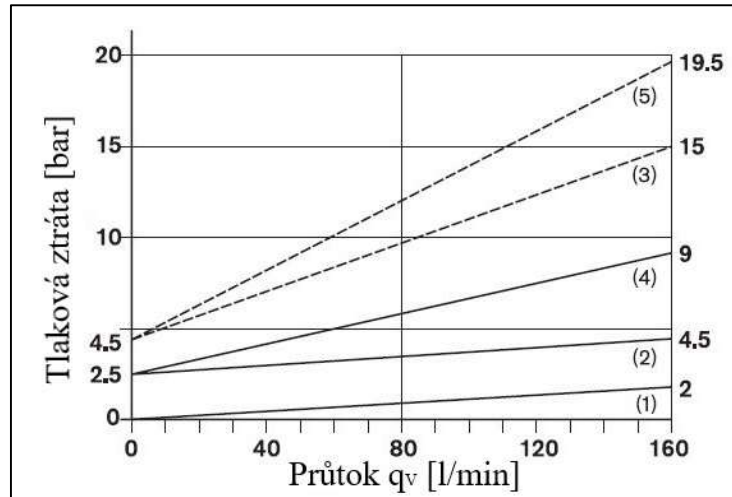
5. Stávající provedení v sériové výrobě

Stávající provedení tahačového válce má v hydraulickém systému pojezdu třicestný dělič průtoku, který pro prvky pohonu stroje se značným rozdílem koeficientu tření (ocelový běhoun - pryžová kola), nepracuje vždy zcela bezchybně. Je tím myšleno, že pro tuto aplikaci nebyl komponent primárně vyvinut.

Hlavní parametry děliče jsou uvedeny v tabulce pod textem. Závislost tlakové ztráty na průtoku děličem při jízdě po rovině je na obrázku č.12. Křivka č.1 je závislost tlakové ztráty na průtoku při vyřazení řídicí clony z provozu. Tlaková ztráta je poté minimální a při maximálním průtoku se rovná hodnotě 2 bary. Při aktivaci děliče průtoku jsou v našem případě relevantní pouze křivky č. 2 a 4. Křivka č.2 je po stav dělení mezi jednotlivé kanály. V případě zvažování pohybu stroje se jedná o pohyb směrem dopředu, kdy se tlakový olej od hydrogenerátoru dělí mezi jednotlivé hydromotory pojezdu. Hodnota tlakových ztrát na děliči je maximálně 4,5 baru. Křivka č.4 zobrazuje závislosti tlakových ztrát při funkci sumace průtoku. Tento stav vystihuje jízdu stroje směrem vzad. Hodnota tlakových ztrát na děliči je maximálně 9 bar. Křivky č. 3 a 5 zobrazují závislosti tlakových ztrát při použití konfigurace děliče s řídicím proporčním ventilem, který ovlivňuje nastavení tolerancí na jednotlivých kanálech. Toto nastavení tak nezůstává konstantní a dělič může zpřesňovat poměr dělení v závislosti na vnějších vlivech. [9]

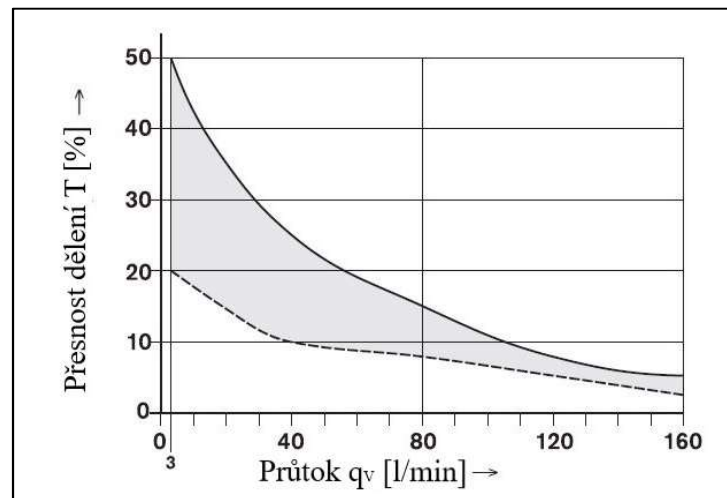
Tabulka 2: Základní parametry děliče průtoku [9]

Maximální průtok [l/min]	q _v	160
Počet kanálů pro dělení [-]	-	3
Dělicí poměr [-]	-	25:25:50
Ovládání [-]	-	Proporcionální
Funkce neutrál [-]	-	Ano
Maximální tlak [bar]	p _{MAX}	420



Obrázek 12: Závislost tlakové ztráty na průtoku RTM modul [9]

Jednou z vlastností děliče průtoku je závislost nepřesnosti dělení na průtoku děličem. Na obrázku č. 13 je tato závislost zobrazena. Z obrázku je zřejmé, že v režimech při nízkých průtocích se výsledná přesnost výrazně snižuje. Tato vlastnost velmi negativně ovlivňuje chování stroje při zatačení a uzávěrku pojezdu. Průtoky tlakového oleje v jednotlivých větvích hydraulického okruhu stroje se v normálních podmínkách pohybují až okolo 80 l/min. [9]

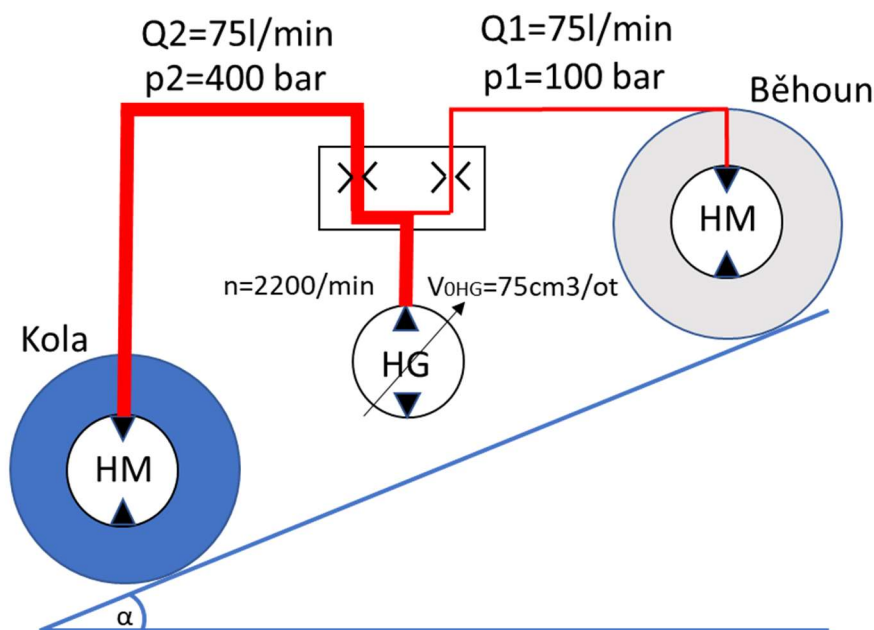


Obrázek 13: Závislost přesnosti dělení na průtoku RTM modul [9]

Jako hlavní nevýhodu tohoto hydraulického komponentu lze uvést škrcení průtoku kapaliny při jízdě válce do kopce nebo z kopce.

Z měření provedeného ve zkušebním areálu firmy lze vidět, že rozdíl tlaků mezi hydrogenerátorem a běhounem může dosáhnout až 200 bar. Mohlo by se zdát, že těchto hodnot rozdílů tlaků mezi hydrogenerátorem a jednou z tlakových větví hydraulického okruhu může docházet pouze výjimečně. Avšak právě tahačové válce by měly být navrženy pro kopcovité terény, kde se opakování sjezdů a výjezdů s velkou četností opakuje. Tato hodnota tlakové energie je přeměněna v teplo. U mobilní techniky je nutné tuto energii

uchladit v chladiči hydraulické kapaliny. Příložený obrázek zjednodušeně zobrazuje zmíněnou problematiku. [1]



Obrázek 14: Tlakové poměry na děliči průtoku

Pokud provedeme jednoduchý výpočet:

$$P_z = \Delta p \cdot Q = (p_2 - p_1) \cdot \frac{Q_2}{600} = (400 - 100) \cdot \frac{75}{600} = 37500 \text{ W}$$

Celá tato energie je transformována v teplo a musí být uchlazena v chladiči.

Dalším nedostatkem děliče průtoku je nutnost nastavení určité tolerance mezi jednotlivými kanály. Pokud válec jede do zatačky, musí mít obě kola rozdílné otáčky. Pokud by byl třicestný dělič průtoku zapnut a neměl v sobě zahrnutou toleranci rozdílnosti průtoku mezi jednotlivými kanály a stroj jel do zatačky, jedno z kol se bude smýkat po upravovaném povrchu. Smýkání kola má poté špatný vliv na kvalitu upravovaného povrchu. Důsledkem toho je omezená funkce uzávěrky pojezdu v případě smýkání jedné z náprav. V axiálních pístových hydromotorech tohoto stroje nejsou instalovány senzory otáček kol, proto se informace o otáčkách kol pro uzávěrku pojezdu bere pouze z tlakových spádů na jednotlivých hydromotorech pojezdu. Tlakové spády přímo souvisí s průtokem hydromotory. Problém je však v tom, že ztrátové průtoky v hydromotorech se s vzrůstajícím průtokem zvyšují a způsobují tak odchylku mezi otáčkami kola a průtokem hydromotorem. Tento fakt má vliv na přesnost funkce uzávěrky pojezdu.

Dalším důvodem pro snahu o vyřazení třicestného děliče průtoku ze strojů je možnost použití různých typů vzorků kol na válcích. Tato kola totiž někdy mají rozdílné průměry. Při instalaci jiných rozměrů kol se mění jejich úhlové rychlosti a to má vliv na potřebný

průtok oleje do hydromotoru. Tento fakt ovlivňuje potřebu nastavení větší nepřesnosti dělení průtoku, což opět ovlivňuje přesnost uzávěrky.

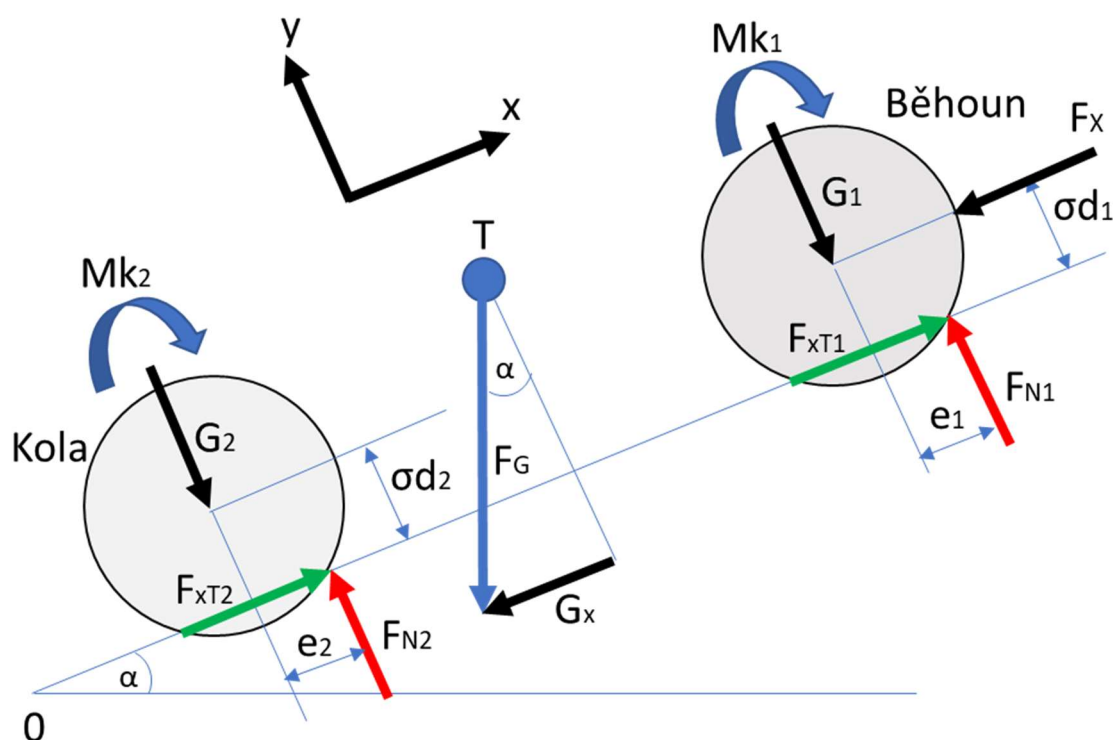
Všechny tyto nedostatky, většinou spojené s instalací třícestného děliče průtoku, lze odstranit použitím jiného konceptu pojezdu. Návrh celého hydraulického systému pojezdu je rozpracován v následující kapitole.

6. Návrh hydraulického okruhu

V této části se přistoupilo k samotnému návrhu hydraulického okruhu pojezdu. Z požadavku technického oddělení se bude jednat o koncepci se dvěma oddělenými okruhy. Problematika a výhody tohoto typu pojezdu byly podrobně rozebrány v předešlých kapitolách. Výsledné charakteristické parametry hydraulických komponent jsou výsledkem tohoto výpočtu.

Jak už bylo zmíněno v předešlých kapitolách, jedním z hlavních aspektů na který se pojezd tahačového válce navrhuje, je maximální stoupavost. Výpočet proto bude proveden s ohledem na tuto skutečnost. Výsledkem celého výpočtu je volba správných komponentů pro daný typ pojezdu stroje a maximální teoretický úhel stoupání, kterého je stroj schopen dosáhnout za ideálních podmínek. V další kapitole je podrobně rozebráno teoretické pozadí problému. Jsou zde také vysvětleny jednotlivé síly působící na stroj.

6.1. Teoretické pozadí problému



Obrázek 15: Teoretický silový rozbor působící na stroj při jízdě do kopce

Na obrázku výše je zobrazen zjednodušený model situace pro jízdu stroje do kopce a silové působení na stroj. Klasifikace sil je uvedena dále. Modelová situace platí pro následující podmínky:

- Stroj jede do kopce konstantní rychlostí
- Obě kola jsou považována jako pevná zadní náprava. V reálné situaci tuto skutečnost zajišťuje dělič průtoku

Pro zmíněné podmínky jsou sestaveny rovnice silové a momentové rovnováhy.

Silová rovnováha ve směru osy x:

$$-F_x - G_x + F_{xT1} + F_{xT2} = 0 \quad (1)$$

F_x -Výsledná síla působící v ose x

G_x -Složka gravitační síly v ose x

F_{xT1} -Třecí síla mezi běhounem a povrchem země

F_{xT2} - Třecí síla mezi kolem a povrchem země

Momentová rovnováha ke středu otáčení běhounu:

$$M_{k1} - F_{xT1} \cdot r_{d1} + F_{N1} \cdot e_1 = 0 \quad (2)$$

M_{k1} -Kroučící moment vyvinutý hydraulickým systémem na běhoun

r_{d1} -Dynamický poloměr běhounu

F_{N1} -Normálová síla působící na běhoun

e_1 -Rameno valivého odporu u běhounu

Momentová rovnováha ke středu otáčení kola:

$$M_{k2} - F_{xT2} \cdot r_{d2} + F_{N2} \cdot e_2 = 0 \quad (3)$$

M_{k2} -Kroučící moment vyvinutý hydraulickým systémem na kolo

r_{d2} -Dynamický poloměr kola

F_{N2} -Normálová síla působící na kolo

e_2 -Rameno valivého odporu u kola

Z rovnice 2 a 3 vyjádříme vztah pro síly F_{xT1} a F_{xT2}

$$F_{xT} = \frac{M_{k1}}{r_{d1}} - \frac{F_{N1} \cdot e_1}{r_{d1}} = \frac{M_{k1}}{r_{d1}} - G_1 \cdot \cos \alpha \cdot f_1$$

$$F_{xT} = \frac{M_{k2}}{r_{d2}} - \frac{F_{N2} \cdot e_2}{r_{d2}} = \frac{M_{k1}}{r_{d1}} - G_2 \cdot \cos \alpha \cdot f_2$$

Vyjádřením síly F_x z rovnice č. 1 a dosazením vyjádřených sil do rovnice dostáváme finální tvar pro určení výsledného úhlu.

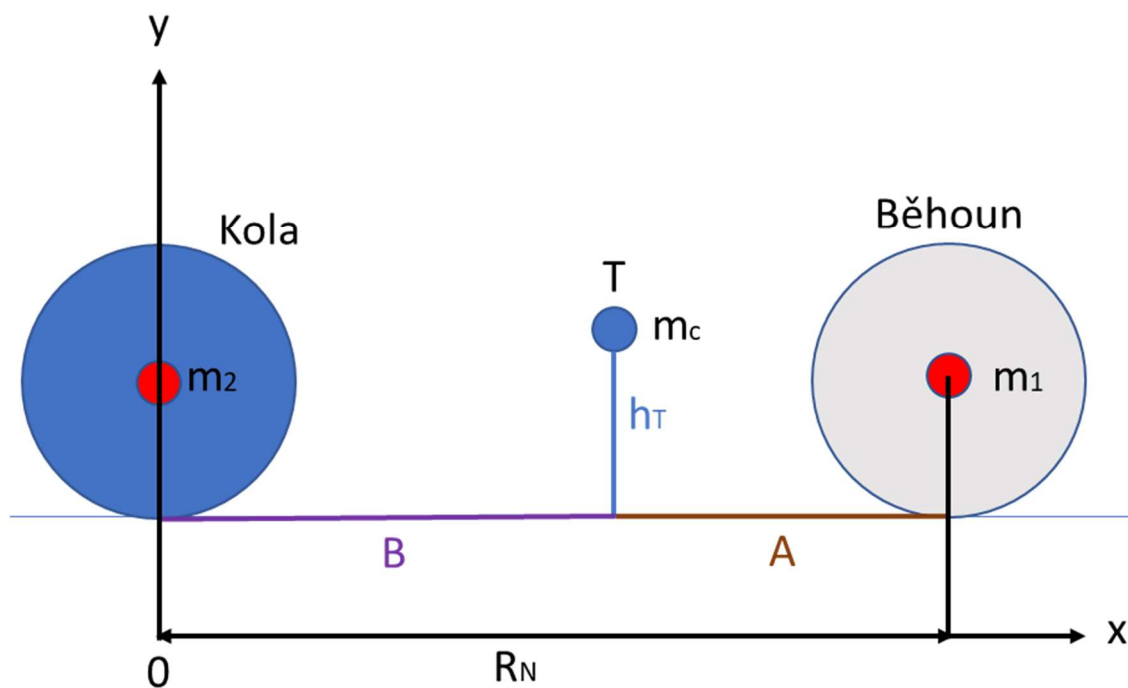
$$F_x = \frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} - (G_1 + G_2) \cdot \sin \alpha - \cos \alpha (G_1 \cdot f_1 + G_2 \cdot f_2) \quad (4)$$

Pokud položíme $F_x=0$ dostáváme statickou úlohu. Tato rovnice udává silovou rovnováhu mezi gravitační silou a třecí silou. Podmínkou je, aby síla od hydraulického systému na každou z náprav byla větší nebo rovna síle třecí. Poté bude stroj schopen vyjet daný svah.

Zmíněnou rovnici můžeme klasifikovat jako nelineární goniometrickou rovnici, kterou nelze řešit explicitně. Musí být zvolena vhodná metoda pro výpočet úhlu stoupání. K řešení této rovnice byla použita numerická metoda půlení intervalů. V další kapitole jsou podrobně klasifikovány jednotlivé síly a určeny všechny potřebné parametry k výpočtu. Je zde také popsán následný postup výpočtu.

6.2. Stanovení působících sil na stroj

6.2.1. Výpočet vzdálenosti těžiště od obou náprav při pohybu stroje po rovině



Obrázek 16: Výpočet polohy těžiště stroje

Vzdálenost B

$$x_T m_c = x_1 m_1 + x_2 m_2 \quad (5)$$

$$x_T = B = \frac{R_N m_1 + x_2 m_2}{m_c} = \frac{2,878.7445 + 0}{11660} = 1,84 \text{ m}$$

m_c – Hmotnost stroje [kg]

m_1 – Hmotnost přední nápravy [kg]

m_2 – Hmotnost zadní nápravy [kg]

$x_1 = A$ – Vzdálenost těžiště od přední nápravy [m]

$x_2 = B$ – Vzdálenost těžiště od zadní nápravy [m]

R_N – Rozvor náprav stroje [m]

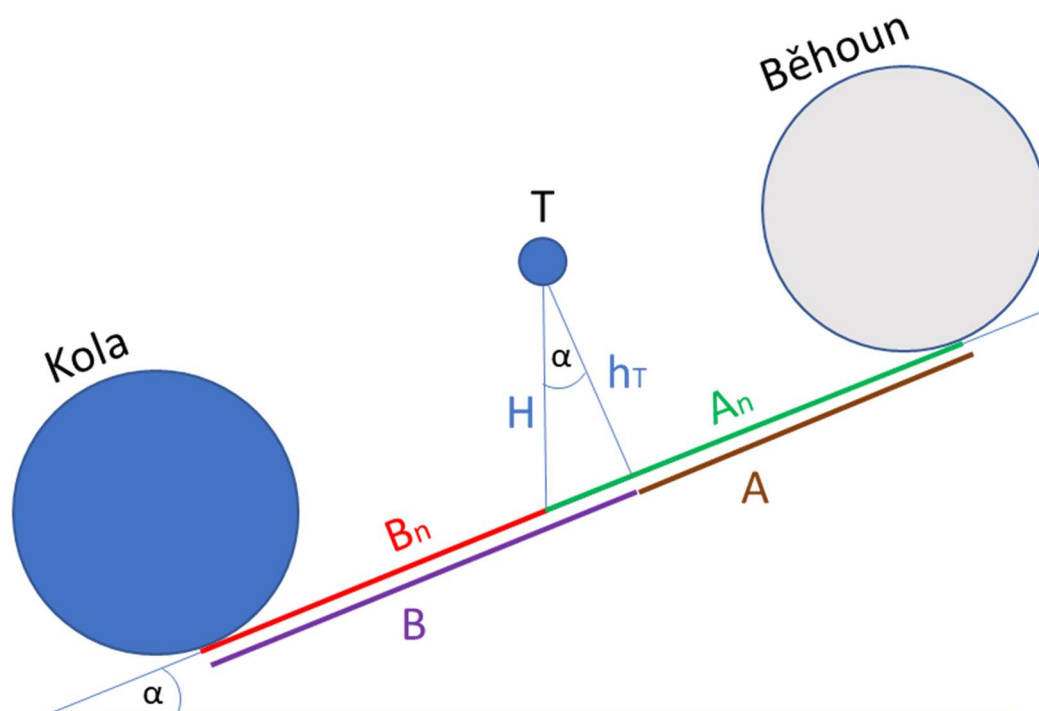
Vzdálenost A

$$A = R_N - B \quad (6)$$

$$A = 2,878 - 1,84 = 1,04 \text{ m}$$

6.2.2. Výpočet vzdálenosti těžiště od obou náprav při stoupání stroje

Při pohybu stroje do kopce se poloha těžiště mění, konkrétně se posouvá blíže k zadní nápravě. Je nutné určit průmět vzdálenosti těžiště od jednotlivých náprav, když stroj jede do kopce. Následující obrázek znázorňuje popsanou situaci.



Obrázek 17: Změna vzdálenosti těžiště od náprav při jízdě stroje do kopce

Vzdálenost A_N

$$A_N = A + h_T \cdot \tan \alpha \quad (7)$$

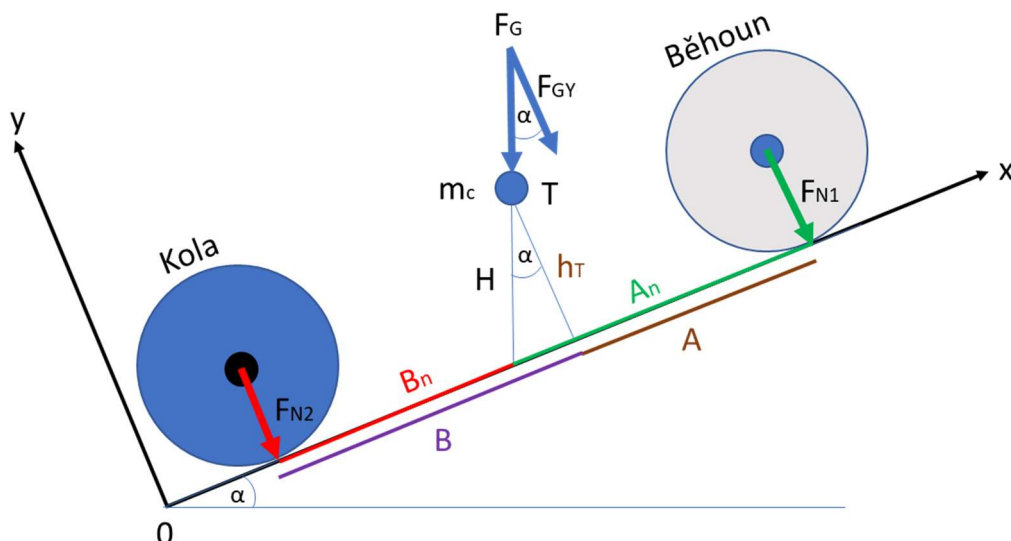
h_T – Výška těžiště stroje [m]

α – Úhel stoupání [°]

Vzdálenost B_N

$$B_N = B - h_T \cdot \tan \alpha \quad (8)$$

6.2.3. Výpočet normálových sil působících na obě nápravy



Obrázek 18: Výpočet normálových sil

Výpočet normálové síly působící na přední nápravu

$$F_{GY} = m_c \cdot g \cdot \cos \alpha = F_{N1} + F_{N2} \quad (9)$$

$$F_{N1} \cdot A_N = F_{N2} \cdot B_N \quad (10)$$

F_{N1} – Normálová síla působící na přední nápravu [N]

F_{N2} – Normálová síla působící na zadní nápravu [N]

Sečtením rovnic 9 a 10 dostáváme finální vztah pro normálovou sílu působící na přední nápravu v závislosti na úhlu stoupání stroje.

$$F_{N1} = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos \alpha}{1 + \frac{A_N}{B_N}} \quad (11)$$

Výpočet normálové síly působící na zadní nápravu

Sečtením rovnic 9 a 10 a vyjádřením dostáváme finální tvar pro normálovou sílu působící na zadní nápravu.

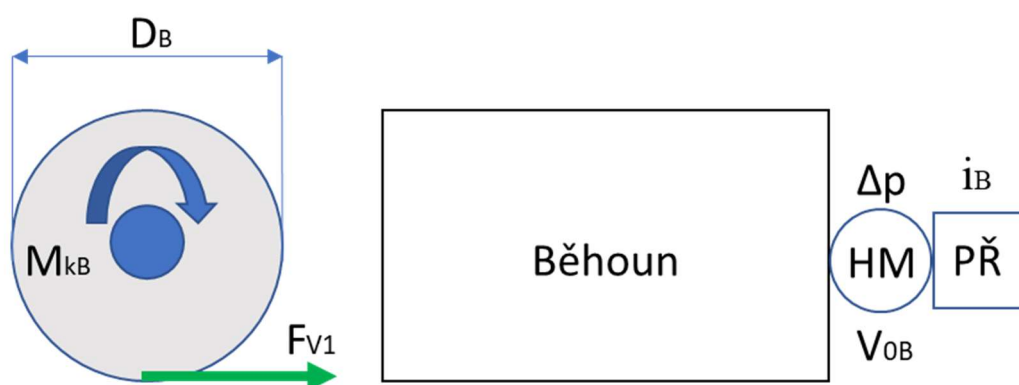
$$F_{N2} = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos \alpha}{1 + \frac{B_N}{A_N}} \quad (12)$$

6.2.4. Výpočet vyvoditelných sil

Pod pojmem vyvoditelná síla je myšlena síla působící na povrch od hydraulického systému pojezdu stroje. Výpočet vyvoditelných sil vychází z teoretických geometrických objemů

použitých hydromotorů, uvažovaného maximálního tlaku v okruhu a převodových poměrů planetových převodovek. Teoretická vyvoditelná je poté snížena o hodnoty účinností hydromotorů a planetových převodovek. Z rovnice č.13 a 15 je vyjádřena velikost kroutícího momentu na jednotlivé nápravy. Z rovnice č.14 a 16 je poté vyjádřena vyvoditelná síla na každou z náprav.

Výpočet teoretické vyvoditelné síly na přední nápravu



Obrázek 19: Výpočet vyvoditelné síly působící na přední nápravu

$$M_{kB} = \frac{z_1 \cdot \Delta p \cdot V_{0B}}{2 \cdot \pi} i_B \cdot \eta_{HM} \cdot \eta_{PŘB} \quad (13)$$

M_{kB} – Kroutící moment od hydraulického systému na přední nápravu [Nm]

z_1 – Počet hydromotorů na přední nápravě [-]

Δp – Maximální tlak v okruhu [Pa]

V_{0B} – Geometrický objem hydromotoru na přední nápravě [m³/ot]

i_B – Převodový poměr mezi planetovou převodovkou a hydromotorem na přední nápravě [-]

η_{HM} – Objemová účinnost hydromotoru [-]

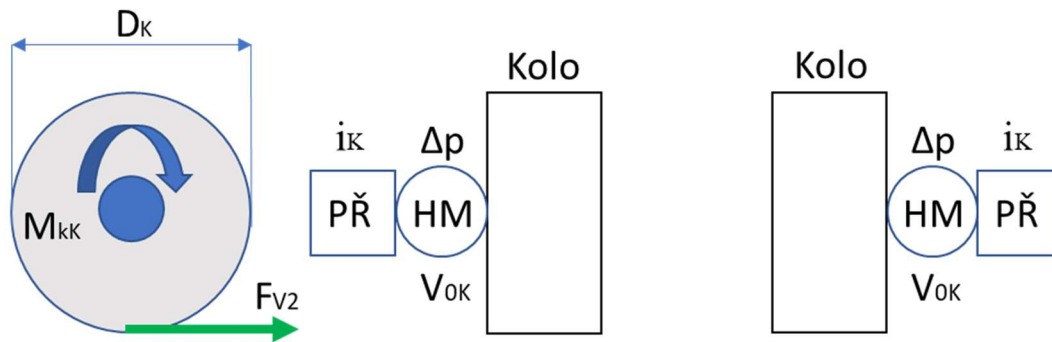
$\eta_{PŘB}$ – Mechanická účinnost planetové převodovky běhounu [-]

$$F_{v1} = \frac{M_{kB}}{\frac{D_B}{2}} \quad (14)$$

F_{v1} – Vyvoditelná síla na přední nápravu [N]

D_B – Průměr přední nápravy [m]

Výpočet teoretické vyvoditelné síly na zadní nápravu



Obrázek 20: Výpočet vyvoditelné síly působící na zadní nápravu

$$M_{kK} = \frac{z_2 \cdot \Delta p \cdot V_{0K}}{2 \cdot \pi} i_K \cdot \eta_{HM} \cdot \eta_{PŘK} \quad (15)$$

$$F_{v2} = \frac{M_{kK}}{\frac{D_K}{2}} \quad (16)$$

M_{kK} – Kroutící moment od hydraulického systému na kolo [Nm]

z_2 – Počet hydromotorů na zadní nápravě [-]

Δp – Maximální tlak v okruhu [Pa]

V_{0K} – Geometrický objem hydromotoru na zadní nápravě [m³/ot]

i_K – Převodový poměr mezi planetovou převodovkou a hydromotorem na zadní nápravě [-]

η_{HM} – Objemová účinnost hydromotoru [-]

$\eta_{PŘK}$ – Mechanická účinnost planetové převodovky kola [-]

6.2.5. Výpočet odporových sil

Stroj při pohybu do kopce, při předpokladu pohybu konstantní rychlostí, musí překonat dva druhy odporových sil

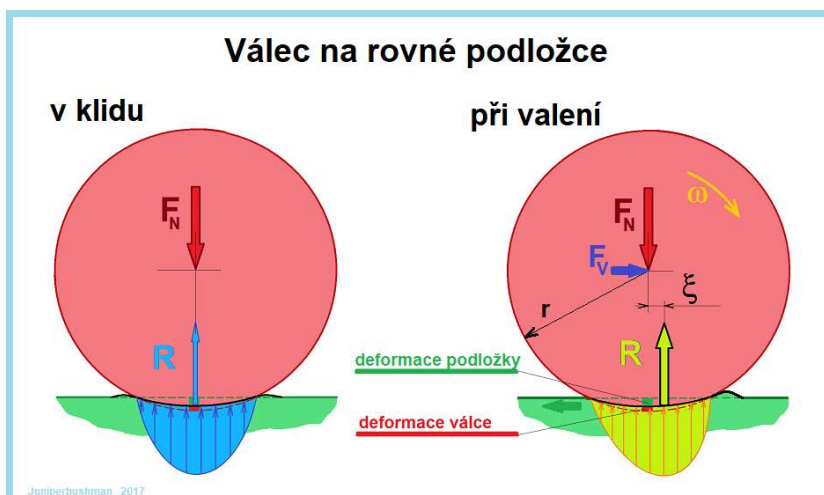
- Složka gravitační síly působící ve směru x
- Valivý odpor

Složka gravitační síly působící ve směru x

Valivý odpor

Valivý odpor je způsoben valením rotačního tělesa po podložce. Protože uvažujeme reálnou situaci, rotační těleso se při pohybu deformuje. Při deformaci tělesa je působíště normálové síly posunuto o rameno valivého odporu směrem proti pohybu tělesa. Obrázek

č. 21 názorně popisuje danou problematiku. Tento fakt způsobuje odporovou sílu při valení.
[20]



Obrázek 21: Valivý odpor [20]

Její hodnota je rovna:

$$F_V = \xi \cdot \frac{F_N}{R} \quad (17)$$

F_V -Odporová síla při valení [N]

ξ -Rameno valivého odporu [m]

F_N -Normálová síla [N]

R - Poloměr [m]

Celkovou odporovou silou rozumíme součet složky gravitační síly ve směru x a odporové síly valení působící na jednotlivé nápravy.

$$F_o = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha + F_{N1} \cdot c_{R1} \cdot \frac{D_B}{2} + F_{N2} \cdot c_{R2} \cdot \frac{D_K}{2} \quad (18)$$

6.2.6. Výpočet třecích sil

$$F_{T1} = F_{N1} \cdot \mu_1 \quad (19)$$

$$F_{T2} = F_{N2} \cdot \mu_2 \quad (20)$$

μ_1 -součinitel tření mezi povrchem běhounu a povrchem země [-]

μ_2 - součinitel tření mezi povrchem kola a povrchem země [-]

6.3. Postup výpočtu maximální možné stoupavosti stroje

6.3.1. Metoda půlení intervalů

Jak už bylo zmíněno v kapitole 6.1. není možné rovnici č.4 řešit explicitně. Proto byla pro řešení použita metoda půlení intervalů. Rovnice by mohla být řešena i dalšími metodami, jako např.: metodou třetiv, metodou tečen.

Metoda půlení intervalů je definována následujícím způsobem.

Za členy posloupnosti $\{x_n\}, n = 0, 1, 2, \dots$, která konverguje ke kořenu α , volíme středy intervalů $(a_n; b_n)$. Tato metoda dosahuje vždy konvergence. Obecně je však velmi pomalé dosažení výsledku. Pro počáteční iteraci je nutné stanovit horní a dolní odhad kořene, protože $a_n < \alpha < b_n$. Aplikace této metody nevyžaduje, aby interval obsahoval jediný kořen. Výchozí interval $(a_0; b_0)$ může obsahovat i více kořenů než jeden, poté metoda konverguje k jednomu jistému kořenu, ale není možné určit ke kterému.

V průběhu výpočtu je hledán kořen $\alpha \in (a_n; b_n)$. Jako člen x_n posloupnosti aproximací volíme střed tohoto intervalu:

$$x_n = \frac{a_n + b_n}{2}$$

Pro tuto hodnotu určíme funkční hodnotu $f(x_n)$

Mohou nastat tři možnosti:

$f(x_n) = 0$ našli jsme kořen a výpočet je ukončen

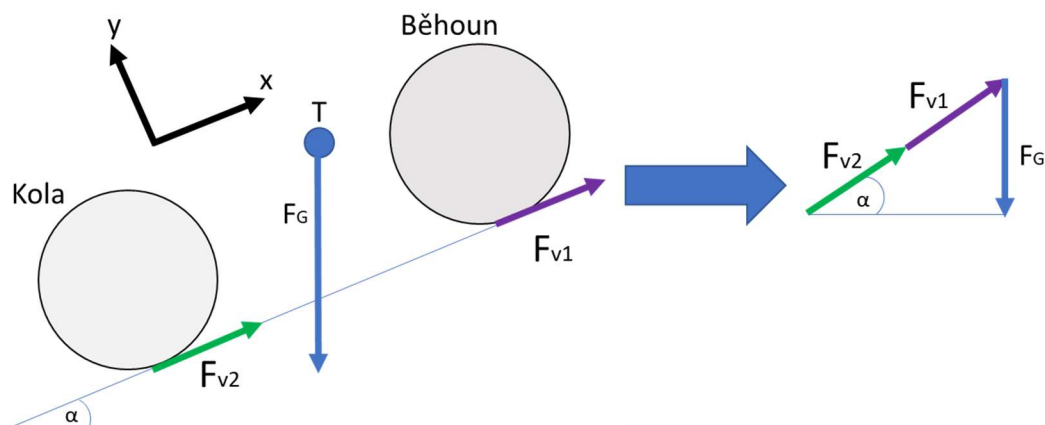
$f(a_n) \cdot f(x_n) < 0$ položíme $a_{n+1} = a_n, b_{n+1} = x_n$

$f(x_n) \cdot f(b_n) < 0$ položíme $a_{n+1} = x_n, b_{n+1} = b_n$

Cyklus je opakován, pokud neplatí zastavovací podmínka. [13]

6.3.2. Aplikace metody půlení intervalů

V první kroku je stanovena teoretická maximální stoupavost stroje. V této situaci je předpokládáno, že veškerá vyvoditelná síla od hydraulického aparátu stroje je přenesena na zem a způsobí tak plnohodnotnou trakci. Tato situace v reálném prostředí nemůže nikdy nastat, protože se uplatňuje vliv posunu vzdálenosti těžiště při rozdílném úhlu stoupání a změna hodnot normálových sil. Ty mají vliv na změnu třecích sil. Tato situace je modelována jako statická, proto zde není zahrnut vliv valivého odporu. Uvedenou situaci ukazuje obrázek pod textem.



Obrázek 22: Výpočet maximálního teoretického úhlu stoupání

Maximální teoretický úhel stoupání je poté možno vypočítat z následujícího vztahu.

$$\sin \alpha_T = \frac{F_G}{F_{v1} + F_{v2}} = \frac{m_c \cdot g}{\frac{z_1 \cdot \Delta p \cdot V_{0B}}{2 \cdot \pi} \cdot i_B \cdot \eta_{HM} \cdot \eta_{PŘB} \cdot \frac{2}{D_B} + \frac{z_2 \cdot \Delta p \cdot V_{0K}}{2 \cdot \pi} \cdot i_K \cdot \eta_{HM} \cdot \eta_{PŘK} \cdot \frac{2}{D_K}} \quad (21)$$

F_G – Gravitační síla působící na celý stroj [N]

F_{v2} - Vyvoditelná síla na zadní nápravu [N]

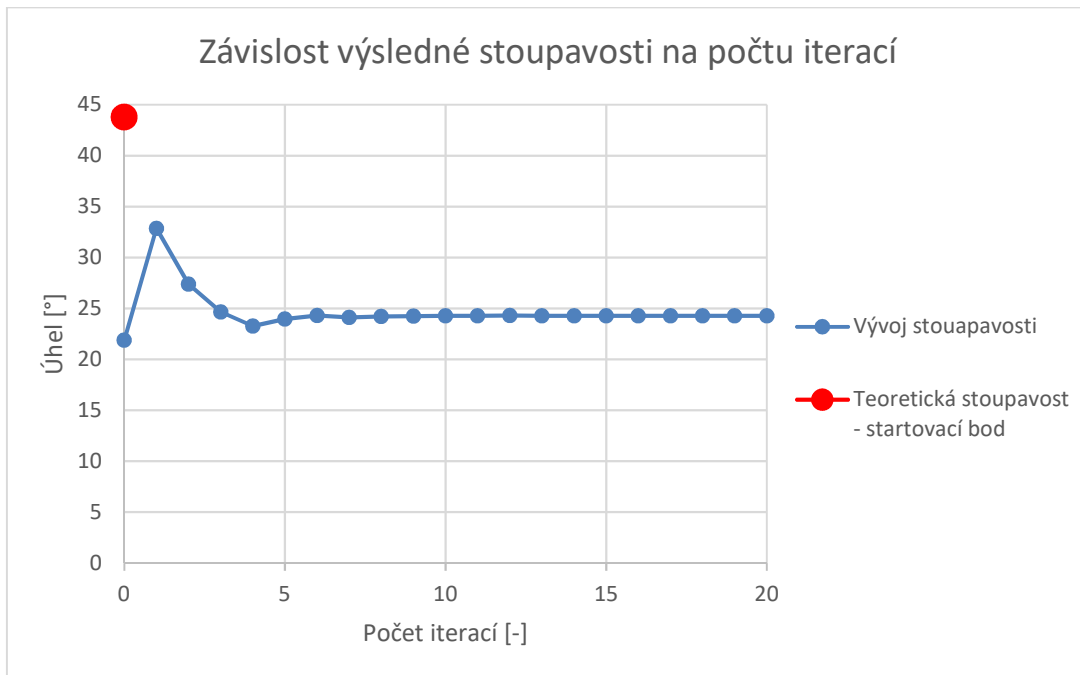
$$\alpha_T = 43,79^\circ$$

Tato hodnota úhlu slouží jako prvotní přiblížení výsledné reálné stoupavosti. Jako startovací hodnota úhlu stoupavosti bude brán $\alpha_0 = \frac{\alpha_T}{2}$.

Pro startovací hodnotu úhlu je porovnávána třecí síla a vyvoditelná síla. Do dalšího výpočtu je brána hodnota menší z obou dvou. Toto rozhodovací kritérium představuje návrh stoupavosti pro nejhorší možný případ. Výběr je proveden pro každou nápravu zvlášť.

Celkovou hrací sílu stroje pro daný úhel dostáváme součtem sil působících na obě nápravy. Tato síla je poté porovnávána s celkovou odporovou silou. Pokud je celková hnací síla větší než celková odporová síla, znamená to, že stroj je schopný vyjet úhel větší, než byl uvažován. Proto je v dalším kroku k předešlému úhlu připočítána polovina úhlu. Celý postup je opakován neustále až do doby, kdy se úhel α_i liší jen minimálně s úhlem α_{i-1} z předešlého kroku.

Při mém výpočtu bylo použito dvacet iterací. Celkový konečný počet iterací byl schválen jako dostatečný z důvodu konečného rozdílu úhlů α_i a α_{i-1} na hodnotě $0,00002^\circ$. Při zvažování typu úlohy, jedná o výpočet stoupavosti pro stavební stroj, je konečný rozdílu úhlů dostačující. Na následujícím grafu je zobrazena závislost výsledného úhlu stoupání stroje na počtu iterací. Z průběhu můžeme stanovit, že počet iterací je pro aplikaci tohoto výpočtu v praxi dostatečný.



Obrázek 23: Závislost výsledné stoupavosti stroje na počtu iterací výpočtu

6.4. Výpočet pro poslední iteraci a stanovení maximálního reálného úhlu stoupání

$$\alpha_{i-1} = 28,75667^\circ$$

$$A_N = A + h_T \cdot \tan \alpha = 1059,172 + 0,85 \cdot \tan 28,75667^\circ = 1548,128 \text{ m}$$

$$B_N = B - h_T \cdot \tan \alpha = 1870,828 - 0,85 \cdot \tan 28,75667^\circ = 1381,722 \text{ m}$$

$$F_{N1} = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos \alpha}{1 + \frac{A_N}{B_N}} = \frac{11660,981 \cdot \cos 28,75667^\circ}{1 + \frac{1548,128}{1381,722}} = 47291,1 \text{ m}$$

$$F_{N2} = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos \alpha}{1 + \frac{B_N}{A_N}} = \frac{11660,981 \cdot \cos 28,75667^\circ}{1 + \frac{1381,722}{1548,128}} = 52986,512 \text{ N}$$

$$F_{T1} = F_{N1} \cdot \mu_1 = 47291,1 \cdot 0,47 = 22226,817 \text{ N}$$

$$F_{T2} = F_{N2} \cdot \mu_2 = 52986,512 \cdot 0,79 = 41859,345 \text{ m}$$

Výběr menší z dvojice F_{v1} a F_{T1} a výběr menší z dvojice F_{v2} a F_{T2} .

Byly zvoleny síly F_{T1} a F_{T2} a jejich součtem dostáváme celkovou tažnou sílu stroje F_{CT}

$$F_{CT} = F_{T1} + F_{T2} = 22226,817 + 41859,345 = 64086,200 \text{ N}$$

$$F_o = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha + F_{N1} \cdot c_{R1} \cdot \frac{D_B}{2} + F_{N2} \cdot c_{R2} \cdot \frac{D_K}{2}$$

$$F_o = 11660,9,81 \cdot \sin 28,75667^\circ + 47291,1,0,03 \cdot \frac{1,5}{2} + 52986,512,0,03 \cdot \frac{1,51}{2}$$

$$F_o = 64086,200 \text{ N}$$

Z předchozích výpočtů je zřejmé, že rozdíl mezi celkovou tažnou silou a celkovou odporovou silou je téměř nulový. To znamená, že stroj se nachází na svém maximu a vyšší úhel stoupání už není schopný vyjet.

Při rozboru silových poměrů na stroji lze také odečíst jaké množství tlakové energie je možné uspořít dvouokruhovým systémem. Poměr $\frac{F_{T1}}{F_{v1}}$ udává, jakou hodnotu představuje skutečně vyvinutá síla při pohybu stroje do kopce v poměru k vyvoditelné síle od hydraulického aparátu stroje na přední nápravě. Čím se tento poměr více blíží k hodnotě jedna, je skutečná zástavbová síla od hydraulického aparátu srovnatelná s potřebnou silou pro výjezd stroje na daný svah. Poměr $\frac{F_{T2}}{F_{v2}}$ představuje stejnou skutečnost s tím rozdílem, že se jedná o poměr sil na zadní nápravě.

Tento poměr také značí poměry tlaků mezi přední a zadní nápravou. Při pohybu stroje do kopce bude vždy vyšší tlak na zadní nápravě. Rozdíl mezi poměrem tlaků na zadní a přední nápravě udává, kolik právě řešení se dvěma hydraulickými okruhy pojezdu šetří tlakové energie. Rozdíl poměrů tlaků by v tomto případě jízdy do kopce musel třicestný dělič průtoku škrtnit. U dvouokruhového systému k žádnému škrtnení mezi přední a zadní nápravou nedochází. Tlak v hydraulickém okruhu pojezdu pro přední nápravu je regulován jízdními podmínkami a není regulován hydraulickým prvkem.

Hodnotu tlakové ztráty na děliči průtoku lze vyčíslit. Tlaková ztráta při maximálním úhlu stoupání, který je roven 55 %, je:

$$\frac{F_{T1}}{F_{v1}} = \frac{22226,817}{48963,893} = 0,454$$

$$\frac{F_{T2}}{F_{v2}} = \frac{41859,345}{50568,769} = 0,828$$

$$p_{z1} = \left(\frac{F_{T2}}{F_{v2}} - \frac{F_{T1}}{F_{v1}} \right) \cdot \Delta p = 18967522 \text{ Pa} \quad (22)$$

$$p_{z1} = \left(\frac{F_{T2}}{F_{v2}} - \frac{F_{T1}}{F_{v1}} \right) \cdot \Delta p = \left(\frac{41859,345}{50568,769} - \frac{2226,817}{48963,893} \right) \cdot 420\,000\,000 = 18967522 \text{ Pa}$$

$$p_{z1} = 189,675 \text{ bar} \quad (23)$$

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že stroj při aktivovaném třicestném děliči průtoku a při jízdě do maximálního svahu, má tlakovou ztrátu v hydraulickém okruhu pojezdu přibližně 190 bar. Tato hodnota tlakové ztráty při přepočtu na energii tepelnou představuje:

$$P_z = p_{z1} \cdot Q = 190 \cdot \frac{75}{600} = 23,75 \text{ kW} \quad (24)$$

Celá tato energie musí být uchlazena v chladiči hydraulického oleje.

6.5. Volba komponentů hydraulického systému pojezdu

6.5.1. Hydromotor pojezdu zadní nápravy

Z výpočtu maximální možné stoupavosti stroje byly dány hodnoty maximálního geometrického objemu hydromotorů a maximálního tlaku v hydraulickém okruhu zadní nápravy. Stroj je nutné provozovat při několika rychlostech, pracovní i přepravní. Z toho plyne, že pro optimální provoz bude vhodné použít hydromotory s možností přepnutí dvou odlišných geometrických objemů. Při přepravní rychlosti není nutné generovat tak velkou tažnou sílu, proto stačí použití menších geometrických objemů. Aby bylo dosaženo maximální možné efektivity hydraulického okruhu v každé z těchto dvou situací, byly zvoleny axiální pístové hydromotory s nakloněným blokem od firmy Danfoss s možností změny geometrického objemu hydromotoru. Pro skokovou změnu rychlosti stroje se nachází na ovládacím panelu obsluhy stroje tlačítko, které proudovým signálem ovládá polohu šoupěte elektromagnetu a ten tlakem oleje přestaví pozici nakloněného bloku v hydromotoru. Jsou použity dva hydromotory, pro každé kolo zadní nápravy jeden. Velikosti geometrických objemů hydromotorů pro přepravní rychlost plynou z požadavku na rychlost stroje.

Tabulka 3: Parametry hydromotoru zadní nápravy [22]

Označení	[-]	51C060 - 1 RD1N - B2B3NNU3ADA - 022AANN 000
Typ	[-]	Axiální pístový s nakloněným blokem
Ovládání	[-]	Elektrické dvupolohové
Geometrický objem hydromotoru – pracovní rychlost	[cm ³ /ot]	60
Geometrický objem hydromotoru – přepravní rychlost	[cm ³ /ot]	22
Maximální tlak	[bar]	510
Objemová účinnost hydrogenerátoru	[-]	0,94
Maximální otáčky– minimální geometrický objem	[min ⁻¹]	6250
Maximální otáčky – maximální geometrický objem	[min ⁻¹]	4000

6.5.2. Hydromotor pojezdu přední nápravy

Z výpočtu maximální možné stoupavosti stroje byly dány hodnoty maximálního geometrického objemu hydromotoru a maximálního tlaku v hydraulickém okruhu přední nápravy. Maximální tlak v obvodu je volen stejný jako v okruhu při zadní nápravu, avšak maximální geometrický objem hydromotoru je volen jiný. Důvodem je zajištění dostatečné tažné síly pro dosažení maximální možné stoupavosti stroje jedním agregátem. Tažnou sílu zadní nápravy zajišťují dva hydromotory. Opět je zvolen axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem.

Tabulka 4: Parametry hydromotoru přední nápravy [22]

Označení	[-]	51C080-1 RD3N – B2B3NNU3ADA - 030AAA3 000
Typ	[-]	Axiální pístový s nakloněným blokem
Ovládání	[-]	Elektronické dvoupolohové
Geometrický objem hydromotoru – pracovní rychlost	[cm ³ /ot]	80
Geometrický objem hydromotoru – přepravní rychlost	[cm ³ /ot]	30
Maximální tlak	[bar]	510
Objemová účinnost hydrogenerátoru	[-]	0,94
Maximální otáčky – minimální geometrický objem	[min ⁻¹]	6250
Maximální otáčky – maximální geometrický objem	[min ⁻¹]	4000

6.5.3. Planetová převodovka [1]

U stroje musí být použity planetové převodovky. Protože se stroj pohybuje maximální rychlostí 10 km/h, je nutno otáčky vysokootáčkového axiálního pístového hydromotoru snížit na požadované otáčky přední, či zadní nápravy. Planetové převodovky tuto skutečnost velice dobře zajišťují a zároveň pro své kompaktní rozměry jsou vhodné pro aplikaci na mobilním stroji. Maximální převodový poměr mezi hydromotorem a běhounem je dán maximálními přípustnými otáčkami hydromotoru a výslednými otáčkami jednotlivých náprav. Převodovka má také vliv na tažnou sílu jednotlivých náprav. Byla zvolena planetová převodovka s lamelovou brzdou. Tato brzda, jak je zřejmé

z hydraulického schématu, pracuje jako parkovací brzda a také havarijní brzda. Její aktivace je možná z pracoviště obsluhy specifickou polohou páky pojezdu.

Tabulka 5: Parametry planetové převodovky – kolo [24]

Výrobce	[-]	Bonfiglioli transmittal
Typ	[-]	Planetová převodovka
Převodový poměr	[-]	53,3
Maximální vstupní otáčky	[min ⁻¹]	729-1800
Výstupní kroutící moment	[Nm]	8022-3438
Maximální výstupní otáčky	[min ⁻¹]	13,7-34

Tabulka 6: Parametry planetové převodovky - běhoun [23]

Výrobce	[-]	Bonfiglioli transmittal
Typ	[-]	Planetová převodovka
Převodový poměr	[-]	76,9
Maximální vstupní otáčky	[min ⁻¹]	1253-3432
Výstupní kroutící moment	[Nm]	24501-8306
Maximální výstupní otáčky	[min ⁻¹]	17,1-46,8

6.5.4. Hydrogenerátor pojezdu

Hlavním parametrem pro určení typu a velikosti geometrického objemu hydrogenerátoru pojezdu je navrhovaná rychlost stroje. Pro potřeby hutnění je známo, že pracovní rychlost stroje by se měla pohybovat okolo 4 km/h. Převážná rychlost se pohybuje většinou okolo 10 km/h. Z návrhu maximální možné svahové dostupnosti stroje byly stanoveny geometrické objemy všech použitých hydromotorů pojezdu. Dalším vstupním parametrem je maximální hodnota tlaku v hydraulickém okruhu. Další parametry jsou uvedeny v tabulce pod textem a plynou ze zástavbového schématu stroje.

Tabulka 4: Výchozí parametry pro hydrogenerátor pojezdu – pracovní rychlost [21] [1]

Geometrický objem hydromotoru zadní nápravy	[cm ³ /ot]	2x60
Geometrický objem hydromotoru přední nápravy	[cm ³ /ot]	80
Požadovaná pracovní rychlost stroje	[km/h]	4
Otáčky hydrogenerátoru	[ot/min]	2200

Objemová účinnost hydrogenerátoru	[-]	0,94
Objemová účinnost hydromotoru	[-]	0,94
Převodový poměr planetové převodovky - běhoun	[-]	76,9
Převodový poměr planetové převodovky - kolo	[-]	53,3
Průměr běhounu	[m]	1,5
Průměr kola	[m]	1,51

Při návrhu se vychází z předpokladu, že obvodová rychlost na hraně běhounu je totožná jako pojezdová rychlost stroje. Následující výpočet je proveden pro výpočet geometrického objemu hydrogenerátoru pro dvě požadované rychlosti stroje.

Pracovní rychlost

Přední náprava

$$v_{prac} = \pi D_B n_B \quad (25)$$

Z této rovnice jsou vyjádřeny otáčky běhounu n_B

$$n_B = \frac{v_{prac}}{\pi D_B} = \frac{4}{3,6} = 0,236 \text{ ot/s}$$

V běhounu je umístěna planetová převodovka s převodovým poměrem $i_B=76,9$. Otáčky běhounu jsou poté rovny otáčkám planetové převodovky. Pokud otáčky běhounu vynásobíme převodovým poměrem mezi převodovkou a hydromotorem, dostáváme otáčky hydromotoru.

$$n_{HM1} = i_B \cdot n_B = 76,9 \cdot 0,236 = 18,141 \text{ ot/s} \quad (26)$$

Průtok hydrogenerátorem je přibližně stejný, i v případě uvažování objemových ztrát, jako průtok hydromotorem. Proto platí rovnice:

$$Q_{HG} = Q_{HM} = n_{HG} \cdot V_{GHG} \cdot \eta_{GHG} = \frac{n_{HM1} \cdot V_{GHM1}}{\eta_{GHM}} \quad (27)$$

Z rovnice č. 38 je poté možné stanovit geometrický objem hydrogenerátoru.

$$V_{GHG} = \frac{n_{HM} \cdot V_{GHM1}}{\eta_{GHM} \cdot n_{HG} \cdot \eta_{GHG}} = \frac{18,141 \cdot 0,08}{0,94 \cdot \frac{2200}{60} \cdot 0,94} = 0,04479 \text{ m}^3/\text{ot}$$

Po nahlédnutí do katalogových listů byl zvolen geometrický objem čerpadla $V_{GHG} = 45 \text{ cm}^3/\text{ot}$.

Celý výpočet je opakován pro zadní nápravu.

Zadní náprava

$$v_{prac} = \pi D_K n_K \quad (28)$$

Z této rovnice jsou vyjádřeny otáčky běhounu n_B

$$n_K = \frac{v_{prac}}{\pi D_K} = \frac{\frac{4}{3,6}}{3,14 \cdot 1,51} = 0,234 \text{ ot/s}$$

V běhounu je umístěna planetová převodovka s převodovým poměrem $i_B=53,3$. Otáčky běhounu jsou poté rovny otáčkám planetové převodovky. Pokud otáčky běhounu vynásobíme převodovým poměrem mezi převodovkou a hydromotorem, dostáváme otáčky hydromotoru.

$$n_{HM} = i_K \cdot n_K = 53,3 \cdot 0,234 = 12,49 \text{ ot/s} \quad (29)$$

Průtok hydrogenerátorem je přibližně stejný, i v případě uvažování objemových ztrát, jako průtok hydromotorem. Proto platí rovnice:

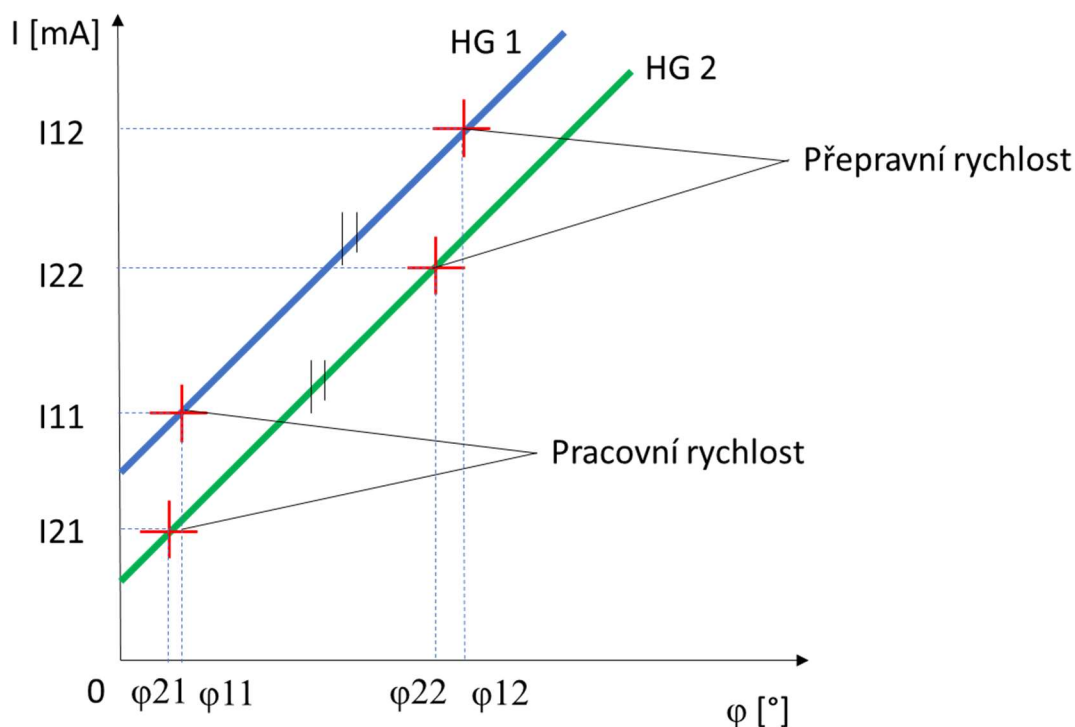
$$Q_{HG2} = 2 \cdot Q_{HM2} = n_{HG} \cdot V_{GHG2} \cdot \eta_{GHG} = \frac{n_{HM2} \cdot 2 \cdot V_{GHM2}}{\eta_{GHM}} \quad (30)$$

Z rovnice č. 38 je poté možné stanovit geometrický objem hydrogenerátoru.

$$V_{GHG} = \frac{n_{HM2} \cdot 2 \cdot V_{GHM2}}{\eta_{GHM} \cdot n_{HG} \cdot \eta_{GHG}} = \frac{12,49 \cdot 2 \cdot 0,06}{0,94 \cdot \frac{2200}{60} \cdot 0,94} = 0,0462 \text{ m}^3/\text{ot}$$

Po nahlédnutí do katalogových listů byl zvolen geometrický objem čerpadla $V_{GHG} = 45 \text{ cm}^3/\text{ot}$.

Z výsledných hodnot geometrických objemů je zřejmé, že se tyto hodnoty liší. Výslednou volbou stejných geometrických objemů pro oba hydrogenerátory pojezdu dojde k tomu, že přední a zadní náprava bude mít o několik desetin km/h rozdílnou rychlost. Protože je tento fakt nepřijatelný, musí se rozdílně upravit naklopení desky každého z hydrogenerátorů v závislosti na rychlosti stroje. Abychom dosáhli různého průtoku z obou hydrogenerátorů tzn. různého naklopení regulačních desek, je nutné do řídicího mechanismu hydrogenerátoru dodávat různou velikost proudu. Tato regulace je nutná i v případě použití dvou jednotlivých hydrogenerátorů, protože mohou mít odlišné objemové účinnosti. Výsledné nastavení regulace probíhá na reálném stroji pomocí kalibrace. Kalibrace je prováděna softwarově a probíhá zjednodušeně podle následujících křivek.



Obrázek 24: Regulace hydrogenerátorů pojezdu

Pro každou z rychlostí je nastaven takový úhel regulační desky, aby byly rychlosti obou náprav shodné. Tomu odpovídá hodnota ovládacího proudu. Software řízení není součástí diplomové práce.

Převodní rychlost

Tabulka 7: Výchozí parametry pro hydrogenerátor pojezdu - převodní rychlost [21] [1]

Geometrický objem hydromotoru zadní nápravy	[cm ³ /ot]	2x22
Geometrický objem hydromotoru přední nápravy	[cm ³ /ot]	30
Požadovaná převodní rychlost stroje	[km/h]	10
Otáčky hydrogenerátoru	[ot/min]	2200
Objemová účinnost hydrogenerátoru	[-]	0,94
Objemová účinnost hydromotoru	[-]	0,94
Převodový poměr planetové převodovky - běhoun	[-]	76,9
Převodový poměr planetové převodovky - kolo	[-]	53,3
Průměr běhounu	[m]	1,5

Průměr kola

[m]

1,51

Přední náprava

$$v_{přep} = \pi D_B n_B \quad (31)$$

Z této rovnice jsou vyjádřeny otáčky běhounu n_B

$$n_B = \frac{v_{prac}}{\pi D_B} = \frac{\frac{10}{3,6}}{3,14 \cdot 1,5} = 0,589 \text{ ot/s}$$

V běhounu je umístěna planetová převodovka s převodovým poměrem $i_B=76,9$. Otáčky běhounu jsou poté rovny otáčkám planetové převodovky. Pokud otáčky běhounu vynásobíme převodovým poměrem mezi převodovkou a hydromotorem, dostáváme otáčky hydromotoru.

$$n_{HM1} = i_B \cdot n_B = 76,9 \cdot 0,589 = 45,294 \text{ ot/s} \quad (32)$$

Průtok hydrogenerátorem je přibližně stejný, i v případě uvažování objemových ztrát, jako průtok hydromotorem. Proto platí rovnice:

$$Q_{HG} = Q_{HM} = n_{HG} \cdot V_{GHG} \cdot \eta_{GHG} = \frac{n_{HM1} \cdot V_{GHM1}}{\eta_{GHM}} \quad (33)$$

Z rovnice č. 38 je poté možné stanovit geometrický objem hydrogenerátoru.

$$V_{GHG} = \frac{n_{HM3} \cdot V_{GHM3}}{\eta_{GHM} \cdot n_{HG} \cdot \eta_{GHG}} = \frac{45,294 \cdot 0,03}{0,94 \cdot \frac{2200}{60} \cdot 0,94} = 0,042 \text{ m}^3/\text{ot}$$

Po nahlédnutí do katalogových listů byl zvolen geometrický objem čerpadla $V_{GHG} = 45 \text{ cm}^3/\text{ot}$.

Celý výpočet je opakován pro zadní nápravu.

Zadní náprava

$$v_{prac} = \pi D_K n_K \quad (34)$$

Z této rovnice jsou vyjádřeny otáčky běhounu n_B

$$n_K = \frac{v_{prac}}{\pi D_K} = \frac{\frac{10}{3,6}}{3,14 \cdot 1,51} = 0,585 \text{ ot/s}$$

V běhounu je umístěna planetová převodovka s převodovým poměrem $i_B=76,9$. Otáčky běhounu jsou poté rovny otáčkám planetové převodovky. Pokud otáčky běhounu vynásobíme převodovým poměrem mezi převodovkou a hydromotorem, dostáváme otáčky hydromotoru.

$$n_{HM2} = i_K \cdot n_K = 53,3 \cdot 0,585 = 31,22 \text{ ot/s} \quad (35)$$

Průtok hydrogenerátorem je přibližně stejný, i v případě uvažování objemových ztrát, jako průtok hydromotorem. Proto platí rovnice:

$$Q_{HG2} = 2 \cdot Q_{HM} = n_{HG} \cdot V_{GHG2} \cdot \eta_{GHG} = \frac{n_{HM2} \cdot 2 \cdot V_{GHM2}}{\eta_{GHM}} \quad (36)$$

Z rovnice č. 38 je poté možné stanovit geometrický objem hydrogenerátoru.

$$V_{GHG} = \frac{n_{HM2} \cdot 2 \cdot V_{GHM2}}{\eta_{GHM} \cdot n_{HG} \cdot \eta_{GHG}} = \frac{31,22 \cdot 2 \cdot 0,022}{0,94 \cdot \frac{2200}{60} \cdot 0,94} = 0,0424 \text{ m}^3/\text{ot}$$

Po nahlédnutí do katalogových listů byl zvolen geometrický objem čerpadla $V_{GHG} = 45 \text{ cm}^3/\text{ot}$.

Po stanovení geometrického objemu hydrogenerátoru je nutné zvážit vhodný typ pro použití. Spalovací motor je spojen přes zubovou spojku s hydrogenerátorem. Jejich otáčky proto budou zcela totožné. Pro potřebnou velikost otáček a zvolený maximální tlak v okruhu připadají v úvahu pouze axiální pístové hydrogenerátory. [6]

Jak už vyplývá z funkčního schématu koncepce řešení pojezdu stroje, je nutné použití dvou hydrogenerátorů. Firma Rexroth nabízí dvojitý hydrogenerátor A24, který má menší zástavbové rozměry než dva jednotlivé hydrogenerátory. Velkou výhodou tohoto typu hydrogenerátoru je společný cut off pojistný ventil. V případě překročení pojistného tlaku jedním ze čtyř vysokotlakých ventilů cut off ventil zasáhne do nastavení ovládní hydrogenerátorů a v případě potřeby je stažena regulační deska obou hydrogenerátorů zároveň a nedochází tak k rozdílů průtoků mezi oběma okruhy.

Rychlost pojezdu stroje je ovládána z pracoviště obsluhy v kabině ovládací pákou. Nastává proto otázka, jak bude řešeno ovládní hydrogenerátoru. U starších provedení strojů bylo zvykem používat mechanické spojení páky pojezdu s hydrogenerátorem pomocí lanovodu. V dnešních strojích už je standardem elektrické ovládní. Hydrogenerátor je tedy proto volen jako elektrický, proporcionální s možností plynulého nastavení potřebného průtoku.

Základní parametry zvoleného hydrogenerátoru jsou uvedeny v tabulce č.8.

Tabulka 8: Parametry hydrogenerátoru pojezdu [21]

Označení	[-]	A24VG045-045EP2
Geometrické objemy	[cm ³ /ot]	45-45
Ovládní	[-]	Elektrické proporcionální
Ovládací napětí	[V]	24
Pracovní tlak	[bar]	450

Maximální tlak	[bar]	500
-----------------------	-------	-----

6.5.5. Výplachový blok [6]

Protože hydraulický systém pojezdu stroje je konstruován jako uzavřený hydraulický okruh (pro každou nápravu jeden). Protože uzavřený hydraulický okruh cirkuluje pouze mezi hydrogenerátorem a hydromotorem, není v něm zajištěno chlazení oleje. Proto je nutné do těchto okruhů instalovat výplachový blok, který část oleje cíleně odvede do chladiče a hydraulické nádrže. Náhrada tohoto množství oleje je zajištěna systémem doplňování.

Nutnost doplňování ztrát oleje z uzavřeného okruhu je z části způsobeno ztrátovými průtoky na rotačních komponentech a druhou částí je proplachování oleje výplachovým blokem. Doplňování je řešeno jako sekundární funkce odpadního oleje z okruhu řízení, který je napojen za filtrem do hydrogenerátorů pojezdu.

Výplachový blok je označení pro třípolohový, třícestný, hydraulicky ovládaný rozvaděč v kombinaci s tlakovým ventilem, který má za úkol přepouštění určitého množství hydraulického oleje z nízkotlaké větve uzavřeného hydraulického okruhu. Toto množství oleje je přepouštěno rovnou do hydraulické nádrže, nebo může být vedeno skrz chladič a až poté do nádrže. Rozvaděč je otevřen pouze v případě, když rozdíl tlaků mezi vysokotlakou a nízkotlakou větví hydraulického okruhu dosáhne předem stanovenou hodnotu. Rozdíl tlaků je nastavován pomocí tuhosti použitých pružin uvnitř rozvaděče. Hodnota tlakového rozdílu mezi vysokotlakou a nízkotlakou větví hydraulického okruhu pro otevření výplachového bloku je obvykle volena mezi 8-14 bary. V mém případě byla zvolena tuhost pružin odpovídající tlaku Δp až 14 barů, protože ve firmě byly v minulosti zkušenosti s příliš rychlým otevřením výplachovacího bloku. Ten potom způsoboval houpavosti pojezdu. [32]. Pomocí použité clony je také nastaven průtok kapaliny z výplachového bloku do chladiče.

Pro instalaci na stroji byly použity dva totožné výplachové bloky od firmy Bosch Rexroth, pro uzavřený hydraulický okruh pojezdu každé nápravy jeden.

Tabulka 9: Parametry výplachového bloku [19]

Označení	[-]	SVF90S/10MV20C
Průměr clony	[mm]	2
Průtok do nádrže	[l/min]	8,8
Δp pro sepnutí	[bar]	14

6.5.6. Blok brzdy [6]

Blok brzdy musí být na stroji umístěn z důvodu zajištění nehybnosti stroje při odstavení a k zajištění funkce havarijního zastavení. Tuto funkci je možné označit jako parkovací a

havarijní brzda. Jedná se o hydraulický blok elektricky ovládaného dvupolohového, třicestného rozvaděče s jednosměrným ventilem. Je tedy složen z hydraulického rozvaděče, jednosměrného ventilu a měřicího výstupu pro měření tlaku. Dále obsahuje tlakový spínač, který informuje obsluhu kontrolkou na palubní desce o aktuálním tlaku v brzdě. Při aktivaci parkovací brzdy je přívod oleje k brzdě uzavřen. Při odbrzdění stroje je rozvaděč přestaven do druhé polohy a prostor pod pístem brzdy je propojen s tlakovým olejem z okruhu doplňování. Tlak oleje vyvine větší sílu, než pružiny lamelové brzdy instalované v planetových převodovkách a uvolní sevření lamel. Jednosměrný ventil v okruhu brzdy slouží k pojištění tlaku v lamelových brzdách pouze v případě nutnosti havarijního odbrzdění planetových převodovek.

Tabulka 10: Parametry bloku brzdy [30]

Označení	[-]	Brake Block 23213800
Počet kanálů	[-]	4
Ovládací tlak	[bar]	16 bar
Pojistný tlak	[bar]	17 bar
Jmenovitý průtok	[l/min]	20
Ovládací napětí	[V]	24

6.5.7. Dělič průtoku

Aby byla zajištěna uzávěrka mezi koly stroje byl zvolen dvoucestný dělič průtoku. Nastavení necitlivosti je zvoleno 30 % kvůli bezproblémovému průjezdu zatáček. Pro prototypový stroj byl zvoleno tělo děliče průtoku od firmy Argo-Hytos. Samotný ventil pro dělení kapaliny byl použit od firmy Integrated Hydraulics. Bylo tak učiněno, protože firma Argo-Hytos nedodává ventil v parametrech, které jsou potřebné pro tento stroj.

Tabulka 11: Parametry děliče průtoku [25] [26]

Označení tělo	[-]	27212402
Označení ventil	[-]	2CFD150
Počet kanálů	[-]	2
Průtok	[l/min]	50-150
Maximální tlak	[bar]	350*

* S výrobcem je dohodnuta výjimka pro použití v hydraulickém okruhu s možným Δp až 420 bar.

6.5.8. Hydraulická kapalina

Pro správné fungování hydraulického systému z hlediska funkce, hospodárnosti a spolehlivosti je nutné správně zvolit hydraulickou kapalinu. Hydraulická kapalina musí dodržovat následující vlastnosti:

- Vysoký viskozitní index tzn. malá proměnlivost viskozity s teplotou a tlakem
- Netečnost k těsnícím materiálům
- Dobrý odvod tepla a nečistot
- Hygienická nezávadnost
- Nízká pěnivost
- Dobrá filtrovatelnost
- Dobrá odlučivost vzduchu a vody

Po zvážení dostupných hydraulických kapalin na trhu byl vybrán hydraulický olej od firmy Valar Atea AR 46. Jedná se o minerální olej, který je určený primárně pro použití ve vysoce mechanicky a tepelně namáhaných hydrostatických mechanismech. Je výhodný protože se vyznačuje nízkou změnou viskozity na teplotě. Olej je možné použít pro stacionární i mobilní techniku. [18]

Základní vlastnosti zvoleného oleje jsou uvedeny v tabulce:

Tabulka 12: Charakteristiky hydraulického oleje Valar Atea 46 [18]

Označení	[-]	Atea AR 46
Kinematická viskozita při 40 °C	[mm ² /s]	46
Bod vzplanutí	[°C]	215
Bod tuhnutí	[°C]	-40
Viskozitní index	[-]	196

6.5.9. Filtry hydraulické kapaliny

Filtrace hydraulické kapaliny a celé olejové hospodářství je velmi důležitým aspektem při navrhování hydraulického systému. Základním úkolem filtrů je zachycení nečistot větších rozměrů, než je filtrační schopnost filtru. Na základě umístění v hydraulickém okruhu rozlišujeme základní typy filtrů:

- Sací filtr
- Tlakový filtr
- Filtr v odpadní větvi

Výběr správného typu filtru závisí na mnoha aspektech: [14]

- Citlivost instalovaných komponentů

- Volba priority mezi ochranou funkce komponentu a ochranou opotřebení
- Nečistoty vzniklé třením a jejich pozice v okruhu

V odpadní větvi byl zvolen filtr v kompletní sestavě od firmy Donaldson. Filtr se skládá z těla filtru, hlavy filtru a filtrační vložky. Pro ochranu před zničením filtru je instalován obtokový ventil. Pro indikaci znečištění filtru a zabránění tak jeho zničení je filtr vybaven indikátorem znečištění.

Tabulka 13: Filtr v nízkotlaké větvi [27]

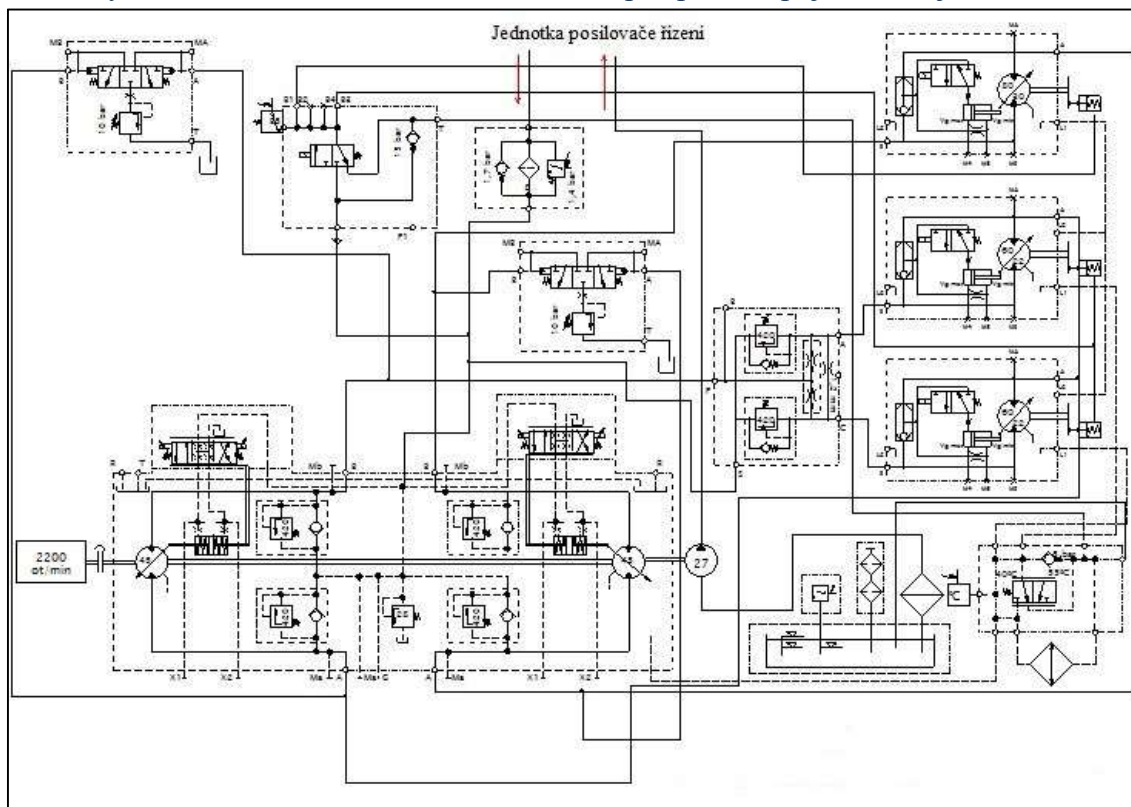
Označení	[-]	HMK045796
Filtrační schopnost	[μm]	$B_{7\mu\text{m}} > 1000$
Indikátor znečištění	[-]	Ano
Obtokový ventil	[-]	Ano
Spouštěcí tlak pro obtok	[bar]	1,7

V okruhu byl zvolen sací filtr (sací koš) pro ochranu zubového hydrogenerátoru řízení. Tento filtr je instalován přímo v hydraulické nádrži. Filtrační schopnost má ve srovnání s filtrem v odpadní větvi menší, protože zubový hydrogenerátor je méně náchylný na poškození nečistotami než komponenty v uzavřeném okruhu pojezdu. Musí být dostatečně velký, aby nedocházelo k podtlaku na straně sání zubového hydrogenerátoru a tak ke vzniku kavitace.

Tabulka 14: Sací filtr [28]

Označení	[-]	AS 080-01
Filtrační schopnost	[μm]	100
Jmenovitý průtok	[l/min]	120
Indikátor znečištění	[-]	Ne

6.5.10 Hydraulické schéma nově navržené koncepce pohonu pojezdu stroje



Obrázek 25: Hydraulické schéma nově navržené koncepce

6.6. Hydraulické ztráty

Pokud protéká tlakový olej hydraulickým okruhem, dochází k přeměně tlakové energie na energii tepelnou.

Tlakové ztráty se rozdělují do dvou skupin:

- Ztráty místní
- Ztráty délkové

Ztráty místní

K místním ztrátám dochází nejčastěji na místních odporech. Například: ostré ohyby, tlakové ventily, škrticí ventily. Do této skupiny lze také zařadit vznik tepla v důsledku průtokové a mechanicko hydraulické účinnosti hydraulických převodníků. Dají se vyjádřit následujícím vztahem: [10]

$$\Delta p_M = \rho \cdot \sum_{i=1}^n \xi_{Mi} \cdot \frac{v_i^2}{2} \quad (37)$$

Δp_M – Tlaková ztráta v důsledku místních ztrát [Pa]

ρ – Hustota oleje [kg.m⁻³]

ξ_{Mi} – Ztrátový koeficient místních ztrát pro jednotlivé prvky v obvodu [-]

v_i – Rychlost oleje v i-tém úseku potrubí [m.s⁻¹]

6.6.1. Výpočet místních hydraulických ztrát v okruhu

Pro výpočet místních hydraulických ztrát byly uvažovány pouze přírubové koncovky hadic. Na všech hadicích se nacházejí devadesátistupňové přírubové koncovky. Pouze vstup od hydrogenerátoru zadní nápravy do děliče průtoku je řešen přímou koncovkou. Místní ztráty byly vypočítány pro stroj jedoucí rychlostí 10 km/h při teplotě hydraulického oleje 60°C.

Tabulka 15: Vstupní parametry pro výpočet místních ztrát [31]

Počet	d [mm]	r [mm]	r/d	ξ_M
5	19	49	2,58	0,15
4	13	41	3,14	0,11
2	15	49	3,26	0,11
2	16	49	3,06	0,11

$$\Delta p_M = \rho \cdot \left(5 * \xi_{M1} * \frac{v_{19}^2}{2} + 4 * \xi_{M1} * \frac{v_{13}^2}{2} + 2 * \xi_{M15} * \frac{v_{15}^2}{2} + 2 * \xi_{M16} * \frac{v_{16}^2}{2} \right) \quad (38)$$

$$\Delta p_M = 16340 \text{ Pa} \quad (39)$$

Ztráty délkové

K délkovým ztrátám v hydraulickém okruhu dochází působením tření kapaliny o materiál potrubí. Dají se vyjádřit následujícím vztahem:

$$\Delta p_L = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \rho \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{v_i^2}{2} \quad (40)$$

Δp_L – Tlaková ztráta v důsledku délkových ztrát [Pa]

λ – Ztrátový koeficient délkových ztrát [-]

l_i – Délky jednotlivých částí hydraulického potrubí [m]

d_i – Průměry jednotlivých částí hydraulického potrubí [m]

v_i – Rychlost oleje v i- tém úseku potrubí [m.s⁻¹]

6.6.2. Výpočet délkových hydraulických ztrát v okruhu

Délkové ztráty byly vypočítány pro tyto rychlosti pojezdu stroje:

- Pracovní rychlost - 2 km/h
- Převážná rychlost 10 km/h

Všechny vstupní hodnoty jsou reálnou zástavbovou reprezentací z prototypového stroje.

Tabulka 16: Vstupní hodnoty pro výpočet hydraulických ztrát [18]

Vysokotlaké hadice	Průměr [mm]	Délka [mm]
d_{VH19}	19	7900
d_{VH13}	13	3100
Nízkotlaké hadice		
d_{NH16}	16	5450
d_{NH15}	15	5710

Tabulka 17: Vstupní hodnoty pro výpočet délkových ztrát pro 60 °C [18]

Hustota oleje – 60 °C	ρ [kg/m ³]	852
Kinematická viskozita pro provozní stav – 60 °C	ν [mm ² /s]	24
Průtok pro 2 km/h	Q_2 [m ³ /s]	0,000763
Průtok pro 10 km/h	Q_{10} [m ³ /s]	0,001551

Pracovní rychlost 2 km/h

Průtok byl odečten z provedeného měření pro režim pojezdu stroje rychlostí 2 km/h.

$$Q_2 = 45,8 \text{ l/min} = 0,000763 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S_{19} = \frac{\pi \cdot d_{VH19}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,019^2}{4} = 0,000283 \text{ m}^2 \quad (41)$$

$$S_{13} = \frac{\pi \cdot d_{VH13}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} = 0,000133 \text{ m}^2 \quad (42)$$

$$S_{16} = \frac{\pi \cdot d_{NH16}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,000201 \text{ m}^2 \quad (43)$$

$$S_{15} = \frac{\pi \cdot d_{NH15}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,015^2}{4} = 0,000177 \text{ m}^2 \quad (44)$$

$$v_{19} = \frac{Q_1}{S_{19}} = \frac{0,000763}{0,000283} = 2,69 \text{ m/s} \quad (45)$$

$$v_{13} = \frac{Q_1}{S_{13}} = \frac{0,000763}{0,000133} = 2,87 \text{ m/s} \quad (46)$$

$$v_{15} = \frac{0,03 \cdot Q_1}{S_{15}} = \frac{0,03 \cdot 0,000763}{0,000177} = 0,129 \text{ m/s} \quad (47)$$

$$v_{16} = \frac{0,06 \cdot Q_1}{S_{16}} = \frac{0,06 \cdot 0,000763}{0,000201} = 0,228 \text{ m/s} \quad (48)$$

$$Re_{19} = \frac{d_{VH19} \cdot v_{19}}{\nu_{60}} = \frac{0,019 \cdot 2,69}{24 \cdot 10^{-6}} = 2131 \quad (49)$$

Stejným způsobem byly dopočítány hodnoty Reynoldsova čísla pro ostatní rychlosti a průměry. Při tomto režimu nebyla překročena hranice Reynoldsova čísla, a proto pro výpočet ztrátového součinitele byl použit vztah:

$$\lambda_{19} = \frac{64}{Re_{19}} = \frac{64}{2131} = 0,03 \quad (50)$$

Tabulka 18: Výsledné hodnoty pro rychlost 2 km/h

Re_{19} [-]	2131	v_{19} [m/s]	2,69
Re_{13} [-]	1557	v_{13} [m/s]	2,87
Re_{15} [-]	81	v_{15} [m/s]	0,13
Re_{16} [-]	152	v_{16} [m/s]	0,23
λ_{19} [-]	0,03	λ_{15} [-]	0,79
λ_{13} [-]	0,04	λ_{16} [-]	0,42

Stejným způsobem byly dopočítány všechny ztrátové součinitele. Výsledná tlaková ztráta je dána vztahem:

$$\Delta p_{L2} = \rho \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\lambda_{19} \cdot \frac{l_{VH19}}{d_{VH19}} \cdot v_{19}^2 + \lambda_{13} \cdot \frac{l_{NH13}}{d_{NH13}} \cdot v_{13}^2 + \lambda_{15} \cdot \frac{l_{VH15}}{d_{VH15}} \cdot v_{15}^2 + \lambda_{16} \cdot \frac{l_{NH16}}{d_{NH16}} \cdot v_{16}^2 \right) = 78394 \text{ Pa} \quad (51)$$

Přepavní rychlost 10 km/h

Pro průtok přepavní rychlosti 10 km/h odpovídá maximální úhel naklonění nakloněné desky axiálního pístového hydrogenerátoru.

$$Q_{10} = V_{GHG} \cdot n_{SP10} = 0,045 \cdot \frac{2200}{60} = 0,01551 \text{ m}^3/\text{s} \quad (52)$$

Postup výpočtu je stejný jako v předchozím případě. Výsledné hodnoty jsou shrnuty v tabulce.

Tabulka 19: Výsledné hodnoty pro rychlost 10 km/h

Re_{19} [-]	4332	v_{19} [m/s]	5,47
Re_{13} [-]	3166	v_{13} [m/s]	5,84
Re_{15} [-]	164	v_{15} [m/s]	0,26
Re_{16} [-]	308	v_{16} [m/s]	0,46

λ_{19} [-]	0,01	λ_{15} [-]	0,39
λ_{13} [-]	0,02	λ_{16} [-]	0,21

$$\Delta p_{L10} = 159359 \text{ Pa} \quad (53)$$

Protože jsou ztrátový koeficient délkových ztrát a hustota závislé na teplotě, byly poté porovnány délkové ztráty z pohledu nasazení stroje v různých klimatických podmínkách pro jednu rychlost – 10 km/h.

- Nasazení stroje při teplotě oleje 60 °C
- Nasazení stroje při teplotě oleje 15 °C
- Nasazení stroje při teplotě oleje 0 °C

Ve výpočtu byla uvažována změna hustoty a kinematické viskozity s teplotou. Vstupní hodnoty pro výpočet:

Tabulka 20: Vstupní hodnoty pro výpočet délkových ztrát při 15 °C [18] [26]

Hustota oleje – 15 °C	ρ [kg/m ³]	852
Kinematická viskozita pro provozní stav – 15 °C	ν [mm ² /s]	105
Průtok pro 10 km/h	Q_{10} [m ³ /s]	0,001551

Při výpočtu hodnoty kinematické viskozity oleje byl použit materiálový list použitého hydraulického oleje. Při zvolení hodnoty hustoty bylo čerpáno ze závěrečné práce zabývající se změnou hustoty motorového oleje se změnou teploty. Byla použita hodnota snížení hustoty o koeficient 0,4 na 1°C.

$$\Delta p_{L15} = 711921 \text{ Pa} \quad (54)$$

Tabulka 21: Vstupní hodnoty pro výpočet délkových ztrát při 0 °C [18] [26]

Hustota oleje – 0 °C	ρ [kg/m ³]	846
Kinematická viskozita pro provozní stav – 0 °C	ν [mm ² /s]	480
Průtok pro 10 km/h	Q_{10} [m ³ /s]	0,001551

$$\Delta p_{L0} = 3164720 \text{ Pa} \quad (55)$$

6.6. Tepelný výpočet hydraulického okruhu

Chladič hydraulické kapaliny se instaluje z důvodu udržení teploty hydraulické kapaliny na předem stanovené teplotě, která musí být menší než maximální přípustná provozní

teplota hydraulické kapaliny. Chladič tak chrání hydraulickou kapalinu před přehřátím, kdy dochází k degradaci mazacích vlastností kapaliny. Při provozu systému na vyšších teplotách než udává výrobce hydraulické kapaliny a hydraulických komponentů může dojít k jejich výraznému poškození. Při vysoké teplotě se snižuje viskozita kapaliny a mazací schopnost kapaliny se snižuje. Ztrátové průtoky hydraulickými komponenty se zvyšují.

Průběh teploty v hydraulickém okruhu stanovuje diferenciální rovnice tepelné rovnováhy:

$$\theta dt = (m_{PK} \cdot c_{PK} + m_{KC} \cdot c_{KC}) \cdot dt - k \cdot S \cdot (t - t_0) dt \quad (56)$$

Součinitel prostupu tepla k je rozdělen na dvě části. Součinitel prostupu tepla k_{CH} , který je závislý na čase. Charakterizuje prostup tepla chladičem. Druhá část je k_{PAS} , který charakterizuje součinitel prostupu tepla hydraulickými hadicemi. Není na čase závislý.

$$\frac{\theta}{S_{CH} \cdot (t - t_0)} = \frac{(m_{PK} \cdot c_{PK} + m_{KC} \cdot c_{KC})}{S_{CH} \cdot (t - t_0)} \cdot \frac{dt}{d\tau} - k_{CH}(\tau) + k_{PAS} \cdot \frac{S_P}{S_{CH}}$$

Z rovnice č. byl vyjádřen výraz $k_{CH}(\tau)$

$$k_{CH}(\tau) = \frac{\theta}{S_{CH} \cdot (t - t_0)} - \frac{(m_{PK} \cdot c_{PK} + m_{KC} \cdot c_{KC})}{S_{CH} \cdot (t - t_0)} \cdot \frac{dt}{d\tau} - k_{PAS} \cdot \frac{S_P}{S_{CH}} \quad (57)$$

θ – Ztrátový výkon dodávaný hydrogenerátorem pojezdu [W]

τ – Čas [s]

m_{PK} – Hmotnost pracovní kapaliny v obvodu [kg]

m_{KC} – Hmotnost kovových částí obvodu [kg]

c_{PK} – Měrná tepelná kapacita pracovní kapaliny [J.kg⁻¹.K⁻¹]

c_{KC} – Měrná tepelná kapacita kovových částí [J.kg⁻¹.K⁻¹]

S_{CH} – Plocha chladiče [m²]

S_P – Plocha hydraulických hadic [m²]

k_{CH} – Součinitel prostupu tepla chladiče – závislost na čase [W.m⁻².K⁻¹]

k_{PAS} – Součinitel prostupu tepla hydraulických hadic – konstantní v čase [W.m⁻².K⁻¹]

t_0 – Teplota okolí [°C]

t – Teplota v hydraulickém okruhu [°C]

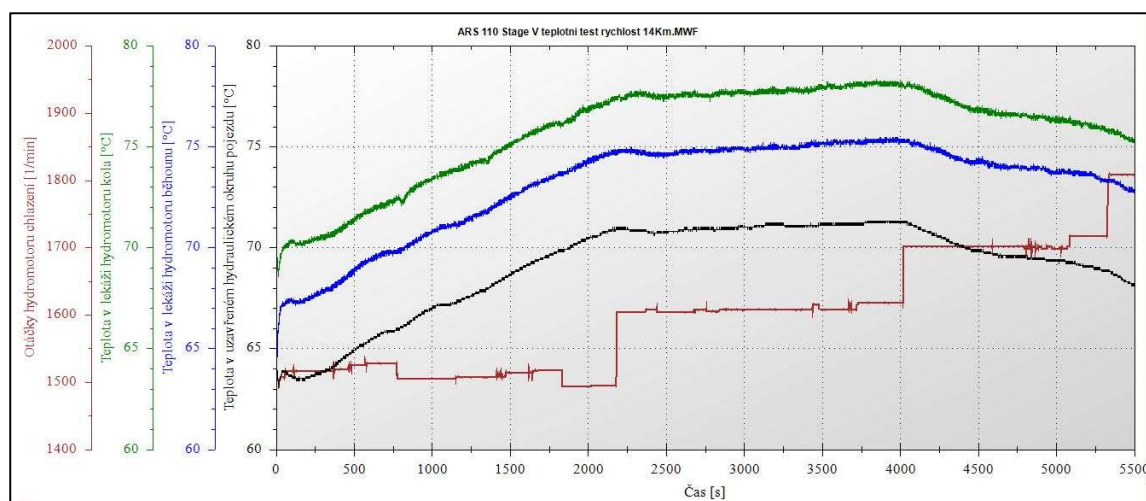
Daná diferenciální je řešena za předpokladů:

- Homogenní systém – teplota je ve všech místech stejná
- Použití maximálně dvou rozdílných materiálů
- Hodnota součinitele prostupu tepla je závislá na čase

- Jako teplosměnná plocha je uvažována pouze plocha nádrže

Postup výpočtu

Pro stanovení součinitele prostupu tepla chladiče bylo použito reálné měření na stroji. Stroj byl udržován v konstantní zátěži. V závislosti na teplotě hydraulického oleje uvnitř uzavřeného hydraulického okruhu byly skokově regulovány otáčky hydromotoru chlazení. Během celého měření byl sledován teplotní spád na chladiči a postup ohřevu a ochlazování hydraulického oleje. Výsledkem celého výpočtu je stanovení součinitele prostupu tepla pro jednotlivé otáčky hydromotoru chlazení.

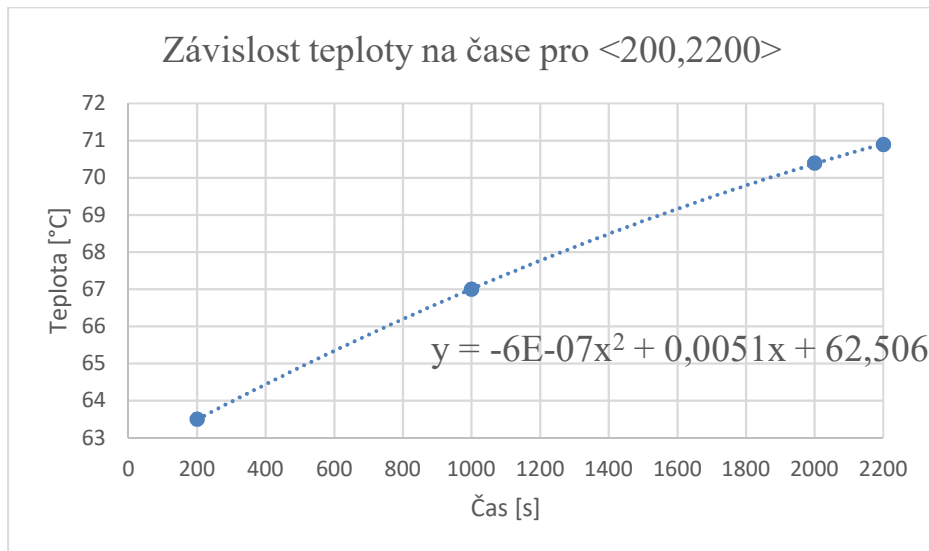


Obrázek 26: Měření závislosti otáček hydromotoru chlazení na teplotě oleje uvnitř hydraulického okruhu

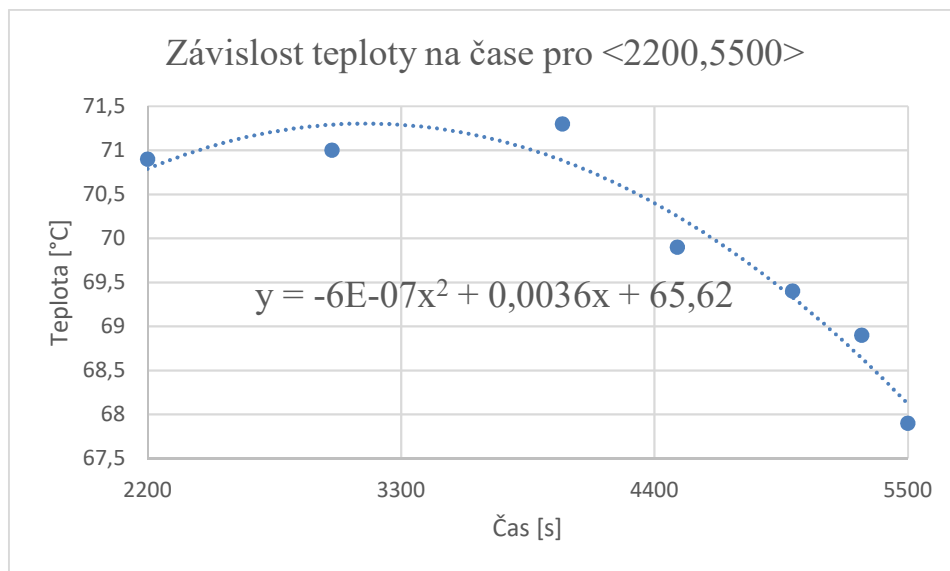
Na výše uvedeném obrázku vidíme průběh měření. Stroj jel rychlostí 14 km/h při stálém zatížení spalovacího motoru. Na obrázku jsou zobrazeny teploty v ztrátových průtocích hydromotorů a teplota hydraulického oleje uvnitř okruhu pojezdu. Součinitel prostupu tepla byl modelován na teplotu uvnitř okruhu.

Tabulka 22: Odečtené hodnoty z měření teploty hydraulického oleje v závislosti na otáčkách hydromotoru chlazení

Čas [s]	Teplota v hydraulickém okruhu	Otáčky hydromotoru chlazení [1/min]
200	63,5	1500
1000	67	1500
2000	70,4	1500
2200	70,9	1600
3000	71	1600
4000	71,3	1700
4500	69,9	1700
5000	69,4	1700
5300	68,9	1800
5500	67,9	1800



Obrázek 27: Proložená závislost teploty hydraulického oleje na čase 1. část



Obrázek 28: Proložená závislost teploty hydraulického oleje na čase 2. část

Aby bylo možné získat funkci popisující vývoj teploty v okruhu, bylo vybráno několik hlavních časů a pro ně odečteny teploty. Protože by výsledná křivka byla až šestého řádu, bylo proložení bodů rozděleno na dvě části. První křivka proložila časy v intervalu 200 – 2200 s. Druhá křivka proložila časy v intervalu 2200 - 5500 s. Pro dosažení do rovnice bylo zapotřebí určit $\frac{dt}{d\tau}$. Proto bylo nutné obě proložené funkce zderivovat.

$$y_1' = -10 * 10^{-7}x + 0,005 \quad (58)$$

$$y_2' = -12 * 10^{-7}x + 0,036 \quad (59)$$

Nejprve však musel být stanoven pasivní součinitel prostupu tepla.

Výpočet k_{PAS}

Tabulka 23: Vstupní hodnoty pro výpočet pasivního součinitele prostupu tepla [33]

Vnější průměr hadice	d_2 [m]	0,027
Vnitřní průměr hadice	d_1 [m]	0,019
Teplota hydraulického oleje	t [°C]	70
Teplota okolí	t_0 [°C]	12
Kinematická viskozita vzduchu	ν [m ² /s]	$21,5 \cdot 10^{-6}$
Tepelná vodivost vzduchu	λ_a [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	0,0293
Tepelná vodivost pryže	λ_w [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	0,25
Prandtlovo číslo	[-]	0,71
Emisivita	[-]	0,5

$$G_r = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot (t - t_0)}{\nu^2} = 24827,5 \quad (60)$$

$$G_r \cdot P_r = 17627,5 \quad (61)$$

Součin $G_r \cdot P_r$ je v rozsahu $10^{-5} \leq G_r \cdot P_r \leq 10^{12}$, může být použit vztah:

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 \cdot (G_r P_r)^{1/6}}{\left(1 + 0,721 \left(\frac{1}{P_r}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2 = \left(0,6 + \frac{0,387 \cdot (17627,5)^{1/6}}{\left(1 + 0,721 \left(\frac{1}{0,71}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2 = 5,013 \quad (62)$$

$$\alpha_k = \frac{\lambda_a \cdot Nu}{d_2} = \frac{0,0293 \cdot 5,013}{0,027} = 7,73 \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (63)$$

$$Q_s = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S_p \cdot (T_s^4 - T_a^4) = 0,5 \cdot 5,68 \cdot 10^{-8} \cdot 1,14 (363,15^4 - 305,15^4) = 281,85 \text{ W} \quad (64)$$

$$\alpha_s = \frac{Q_s}{S_p \cdot (t - t_a)} = \frac{281,85}{1,14(70 - 1)} = 4,26 \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (65)$$

$$\alpha_0 = \alpha_k + \alpha_s = 7,73 + 4,26 = 9,27 \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (66)$$

$$k_{PAS} = \frac{1}{\frac{d_2}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_0}} = \frac{1}{\frac{0,027}{2 \cdot 0,27} \ln \frac{0,027}{0,019} + \frac{1}{9,27}} = 7,88 \text{ W/(m.K)} \quad (67)$$

Poté mohl být vypočítán součinitel prostupu tepla $k_{CH}(\tau)$ pro jednotlivé časy. Protože ze záznamu měření byly známy i hodnoty otáček hydromotoru chlazení, lze ve výsledku určit závislost k_{CH} na otáčkách hydromotoru chlazení.

Tabulka 24: Vstupní hodnoty pro výpočet součinitele prostupu tepla

Ztrátový výkon	θ [W]	2970
Hmotnost kapaliny	m_{PK} [kg]	21,14
Hmotnost kovových částí	m_{KC} [kg]	186
Měrná tepelná kapacity - kapalina	c_{PK} [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1890
Měrná tepelná kapacity - kov	c_{KC} [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	450
Plocha chladiče	S_{CH} [m ²]	1
Plocha hydraulických hadic	S_P [m ²]	1,14
Součinitel prostupu tepla - hadice	k_{PAS} [W.m ⁻² .K ⁻¹]	7,88
Teplota okolí	t_0 [°C]	12

Tabulka 25: Výsledné hodnoty součinitele prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Otáčky hydromotoru chlazení [1/min]
37,04	1500
35,89	1500
35,39	1500
28,72	1600
26,68	1600
24,09	1700
23,17	1700
21,99	1700
21,33	1800
21,01	1800

6.6.1. Průběh oteplování okruhu

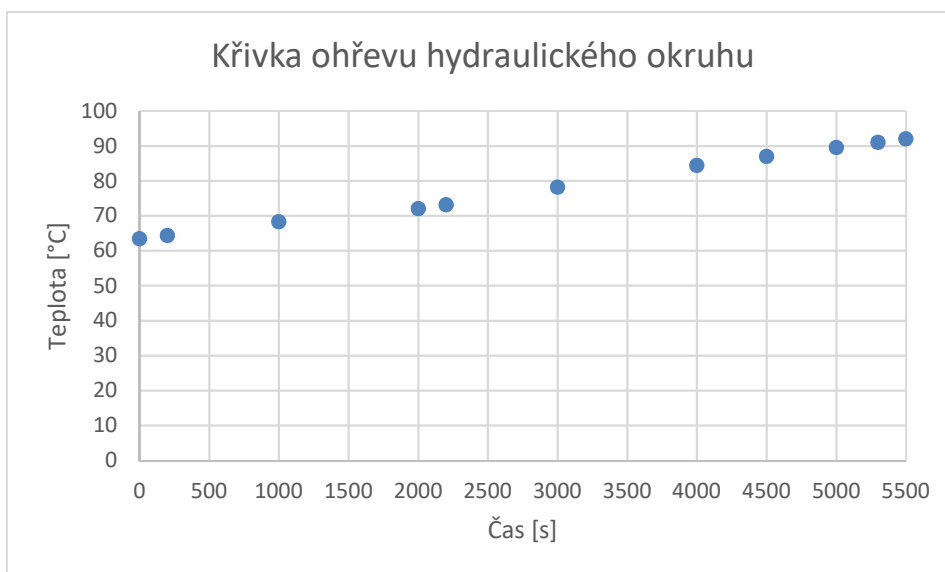
V této části je stanovena křivka ohřevu okruhu. Tento případ simuluje reálné měření. Tvar křivky ohřevu hydraulického okruhu vychází z rovnice č.56. Protože je zde uvažována časová závislost součinitele prostupu tepla k_{PAS} , byla rovnice řešena numericky. Vstupní hodnoty byly uvažovány z tabulky č.24. Počáteční teplota $t_i = 63,5$ °C a teplota okolí $t_0 = 12$ °C.

$$t_{i+1} = t_i + \frac{\theta - (k_{PAS} \cdot S_P \cdot (t_i - t_0) + k_{CHI} \cdot S_{CH} \cdot (t_i - t_0))}{m_{PK} \cdot c_{PK} + m_{KC} \cdot c_{KC}} \cdot \Delta\tau \quad (68)$$

Tabulka 26: Výsledné hodnoty pro křivku ohřevu hydraulického okruhu

Čas [s]	Teplota hydraulického okruhu [°C]
0	63,5

200	64,5
1000	68,4
2000	72,1
2200	73,2
3000	78,3
4000	84,5
4500	87,1
5000	89,6
5300	91,1
5500	92,0



Obrázek 29: Křivka ohřevu hydraulického okruhu

6.6.2. Průběh ochlazování okruhu

K výpočtu křivky ochlazování hydraulického okruhu bylo přistoupeno následovně. Platí stejná rovnice č. 68 Model předpokládá situaci, kdy došlo k zastavení stroje, což znamená, že klesl ztrátový výkon hydrogenerátoru téměř na nulu a otáčky hydromotoru chlazení byly nastaveny na 1500 1/min. Tím byl také dán konstantní součinitel prostupu tepla. Křivka poté sleduje vývoj teploty v hydraulickém okruhu rovnoměrně s časovým krokem 100 s a při uvažování předem zmíněných předpokladů. Počáteční teplota byla uvažována jako nejvyšší hodnota při ohřevu hydraulického okruhu. Hodnoty byly uvažovány z tabulek č. 24 a 27

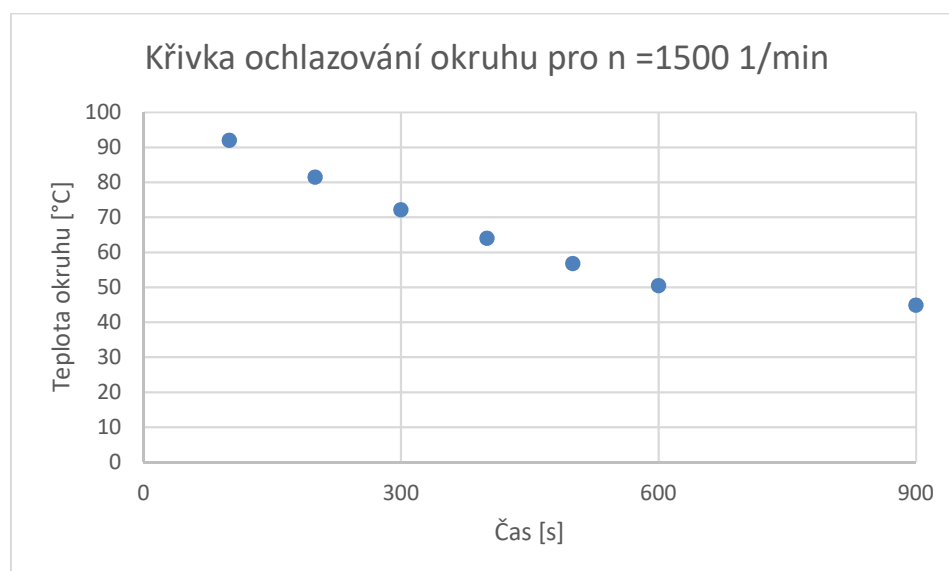
Tabulka 27: Vstupní hodnoty pro křivku chlazení

Ztrátový výkon	θ [W]	0
Časový krok	$\Delta\tau$ [s]	100
Počáteční teplota	t_i [°C]	92
Otáčky hydromotoru chlazení	n_{CHL} [1/min]	1500

Součinitel prostupu tepla	k_{CH} [W.m ⁻¹ K ⁻¹]	37,04
----------------------------------	---	-------

Tabulka 28: Výsledné hodnoty pro křivku chlazení

Čas [s]	Teplota hydraulického okruhu [°C]
0	92,0
100	81,5
200	72,2
300	64,0
400	56,8
500	50,5
600	44,8
900	29,9



Obrázek 30: Křivka ochlazení hydraulického okruhu

6.6.3. Diskuze k návrhu chladiče hydraulického oleje

V současném stroji, pro který je navrhována koncepce dvouokruhového systému pojezdu, není instalován hydraulický pohon vrtule chlazení. Chlazení je zde řešeno pomocí vzduchového chladiče přes který je veden vzduch poháněný od vrtule chlazení. Vrtule chlazení a generátor je poháněn společným klínovým řemenem od klikového hřídele spalovacího motoru. To znamená, že v tomto systému není možná žádná vnější regulace rychlosti otáčení vrtule. V minulé kapitole byl stanoven součinitel prostupu tepla chladiče pro jednotlivé hodnoty otáček hydromotoru chlazení.

Tento systém měl v minulosti problémy se splněním normy ČSN EN 500-4 a ČSN EN ISO 11201 pro velikosti vnitřního, tak vnějšího hluku. Proto je součástí práce návrh hydraulického pohonu ventilátoru chlazení, kde je možná regulace otáček vrtule chlazení bez závislosti na otáčkách spalovacího motoru.

Aby bylo možné vypočítat závislost koeficient prostupu tepla chladiče na čase, musela být předem zvolena velikost teplosměnné plochy chladiče. Tato hodnota tak představuje pouze prvotní návrh, který je nutný odzkoušet na stroji.

7. Měření hydraulických okruhů

V dalších kapitolách je uvedeno měření hydraulických veličin, tlaku a průtoku, v hydraulickém systému pojezdu dvou odlišných strojů. Toto měření bude sloužit jako porovnání mezi stávajícím řešením v sériové výrobě a nově navrženým konceptem pojezdu stroje. Jako stávající řešení je brán stroj s jednookruhovým hydraulickým systémem pojezdu s třicestným děličem průtoku. Pro porovnání měření bude měřen stroj se zvýšenou tažnou silou, tedy provedení HT. Jako druhý stroj bude měřen prototypový stroj s dvouokruhovým systémem pojezdu. Výběr těchto dvou strojů byl proveden na základě velice podobných zástavbových komponentů (Stejně geometrické objemy hydromotorů, stejná hmotnost stroje atd.), tudíž bude možné porovnat výhody a nevýhody oproti původnímu řešení. Porovnání nebude ovlivněno rozdílnými hydraulickými komponenty. Hlavní pozornost bude věnována průběhům tlaků a hodnotám průtoků při předem stanovených jízdních režimech v jednotlivých větvích hydraulického systému pojezdu stroje. Bude také měřena teplota hydraulických okruhů v závislosti na zatížení stroje.

7.1. Měřicí technika

Při měření je důležité zvolit správný typ měřicí techniky pro provedení měření. Při svém měření tlakových průběhů v systému byla k dispozici měřicí technika Hydrotechnik. Konkrétně se jedná o mobilní měřicí systém Multisystem 5060 Plus s možností uložení dat na vnitřní USB disk. Jeho hlavní charakteristiky jsou uvedeny v tabulce. Tento systém umožňuje měření až 24 kanálů pro měření tlaku, průtoku, teploty apod. v jedné časové ose, což je pro účely měření dostačující. Umožňuje také externí vstup z CAN sběrnice stroje, který bude použit pro zaznamenání údajů o otáčkách spalovacího motoru a zatížení spalovacího motoru. Do jednotky Multisystem je zaveden rovněž CAN signál z externího sklonoměru. Údaj o sklonu svahu, po kterém stroj v daném časovém okamžiku jede, slouží jako názorný důkaz na jedné časové ose společně s ostatními veličinami. Bude tak velmi názorné a jednoduché ospravedlnit průběhy tlaku a průtoku v hydraulických systémech. [12]



Obrázek 31: Hydrotechnik Multisystem 5060 Plus [12]

Tabulka 29: Charakteristika Multisystem 5060 Plus [12]

Maximální počet měřicích kanálů	[-]	24
Minimální vzorkovací frekvence	[ms]	10
Maximální paměť pro data	[GB]	2
Doba reakce	[ms]	< 1

7.2. Měření tlaku

Pro měření tlaku v jednotlivých větvích hydraulického systému byly použity tlakové sondy od firmy Hydrotechnik. Pro potřeby měření jich bylo použito až sedm. Jedná se o piezodporové senzory, kde tlakem oleje dochází k deformaci kovové membrány. Tímto jevem je ovlivněn elektrický odpor a na jeho základě je možné určit hodnoty tlaku a dynamických změn v systému. Základní charakteristiky použitých sond jsou uvedeny v tabulce.



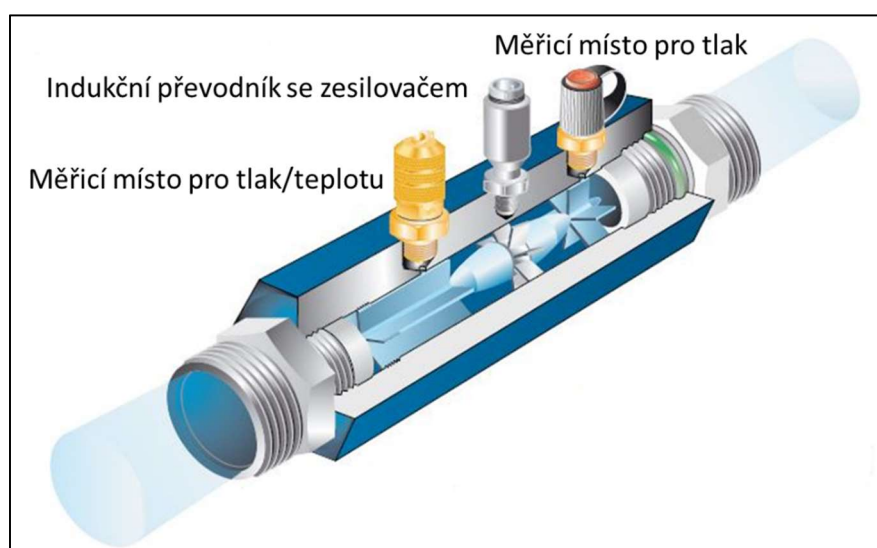
Obrázek 32: Snímač tlaku

Tabulka 30: Charakteristické hodnoty tlakových sond [14]

Označení	[-]	PR 100
Tlakový rozsah	[bar]	0-600
Citlivost	[-]	ISDS
Typ konektoru	[-]	šestipólový

7.3. Měření průtoku

Pro měření průtoku v jednotlivých větvích hydraulického systému byly zvoleny průtokoměry od firmy Hydrotechnik. Pro potřeby měření byly použity celkem tři průtokoměry. Jeden s rozsahem 0-300 l/min a dva průtokoměry s rozsahem 0-75 l/min. Jedná se o turbínové průtokoměry. Funkce průtokoměru je zřejmá z obrázku. Jak kapalina proudí skrze průtokoměr, naráží na lopatky turbíny, které mohou volně rotovat okolo osy rotace. Úhlová rychlost rotace turbíny je přímo úměrná velikosti rychlosti kapaliny proudící skrze průtokoměr. S přihlédnutím na průtočný průřez je výsledkem průtok průtokoměrem. Výstup je snímán elektrickým snímačem namontovaným na tělese průtokoměru.[17]



Obrázek 33: Funkce turbínového průtokoměru - upraveno z [15]

Tabulka 31: Charakteristické hodnoty průtokoměru 1 [15]

Označení	[-]	RE 4-300
Rozsah průtoků	[l/min]	15-300
Maximální tlak	[bar]	400
Měřicí místa	[-]	Tlak, teplota

Tabulka 32: Charakteristické hodnoty průtokoměru 2 [15]

Označení	[-]	RE 4-75
Rozsah průtoků	[l/min]	7,5-75
Maximální tlak	[bar]	400
Měřicí místa	[-]	Tlak, teplota

7.4. Měření teploty

Pro měření teploty hydraulické kapaliny v jednotlivých větvích hydraulického systému byla zvolena teplotní čidla od firmy Hydrotechnik.



Obrázek 34: Teplotní čidlo

Tabulka 33: Charakteristické hodnoty teplotního čidla [14]

Označení	[-]	TE 110
Rozsah teplot	[°C]	-50 - 200
Maximální tlak	[bar]	630
Napájecí napětí	[mV]	0-20

7.5. Měření sklonu

Pro měření sklonu byl zvolen dynamický snímač sklonu od společnosti Sick. Snímač pracuje na principu bezkontaktního měření úhlu sklonu stroje ve vztahu ke gravitaci Země. Díky použití speciálních technologií jsou tyto snímače velice přesné. Zvolený typ má v sobě instalovaný systém pro nezávislost měření na vnějším zrychlení. [16]

Tabulka 34: Charakteristické hodnoty snímače sklonu [16]

Označení	[-]	TMM88D- PCI090
Počet os pro měření	[-]	2
Napájecí napětí	[V]	8-36

Rozhraní

[-]

CAN



Obrázek 35: Sklonoměr [16]

8. Zpracování a vyhodnocení měření

Celé měření bylo zhotoveno pro porovnání sériového stroje s jedním okruhem pojezdu oproti stroji se dvěma okruhy pojezdu. Z měřených veličin je možné stanovit energetikou bilanci obou strojů, tzn. hodnotu ztrátového výkonu generovaného hydraulickým systémem pojezdu. Oba stroje byly porovnány také z hlediska maximální stoupavosti, přičemž důkazem tohoto tvrzení byl časový průběh sklonu svahu odečtený ze snímače sklonu na obou strojích.



Obrázek 36: Použitá měřicí technika



Obrázek 37: Použitá měřicí technika č.2

V přechozích kapitolách bylo také zmíněno několik problémů, se kterými se potýká stroj ze sériové výroby. Jedná se zejména:

- Výrazně omezená svahová dostupnost bez zapnutého třicístného děliče průtoku (RTM modul)
- Vliv regulace třicístného děliče průtoku na komfort jízdy při stoupání stroje
- Výrazné škrčení tlakové kapaliny mezi určitými větvemi hydraulického okruhu při ztrátě trakce

V kapitole 8.1. byly základní problémy vysvětleny s pomocí právě naměřených průběhů měřených veličin za předem stanovených podmínek.

V kapitole 8.2. je popsáno měření na prototypovém stroji se dvěma okruhy pojezdu.

8.1. Měření stroje s jednookruhovým hydraulickým systémem pojezdu

V této kapitole jsou podrobně rozebrány předem zmíněné problémy stroje v sériové výrobě.

Stroj ASC 110 s třicístným děličem průtoku odpovídá svou konfigurací sériovému provedení. Jeden ze strojů byl převezen na dílnu školícího střediska firmy Ammann, kde bylo připraveno měření. Pro potřeby měření bylo vyrobeno několik zvláštních tlakových hadic pro zapojení průtokoměrů.

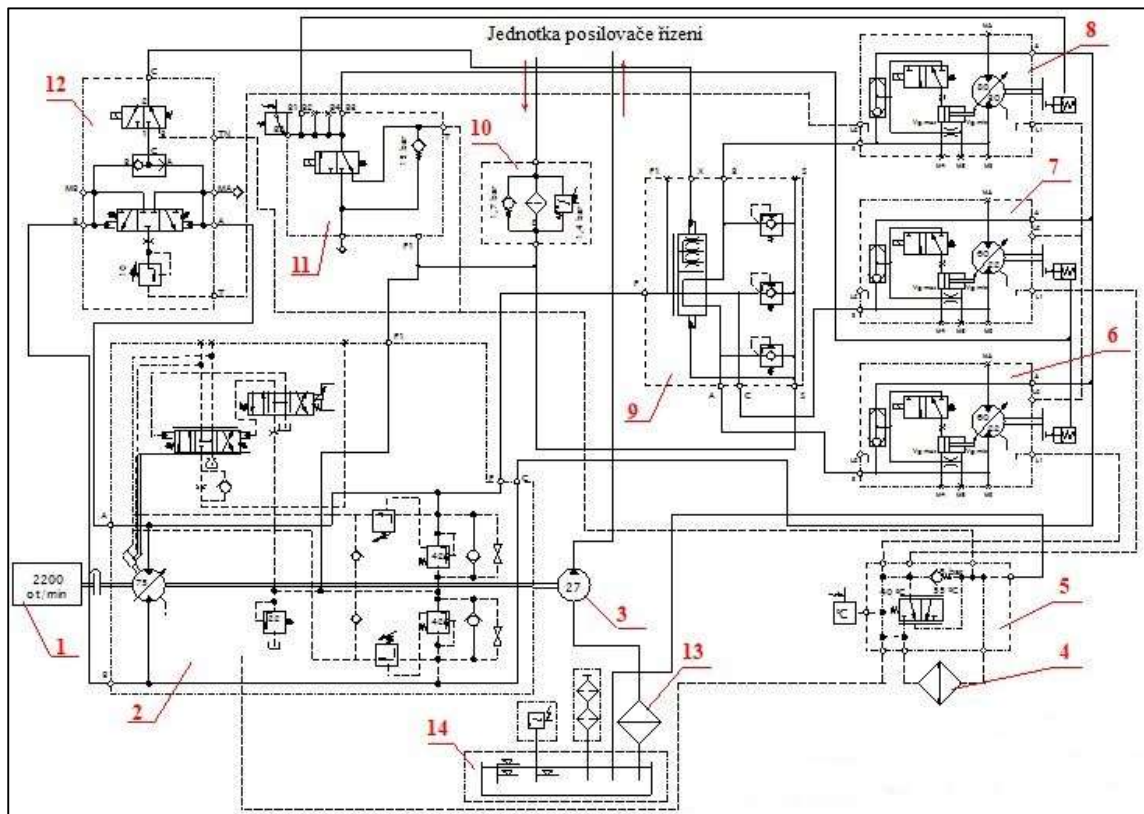


Obrázek 38: Příprava stroje s RTM



Obrázek 39: Příprava stroje s RTM č.2

Na následujícím obrázku je zobrazeno kompletní hydraulické schéma pojezdu stroje s jednookruhovým systémem pojezdu, který obsahuje třicestný dělič průtoku.



Obrázek 40: Hydraulické schéma okruhu pojezdu s popisem komponent - sériový stroj [1]

- | | |
|---------------------------|----------------------------|
| 1. Spalovací motor | 8. Hydromotor běhounu |
| 2. Hydrogenerátor pojezdu | 9. Třicestný dělič průtoku |

3. Hydrogenerátor řízení

4. Chladič

5. Svodová kostka
RTM

6. Hydromotor kola

7. Hydromotor kola

10. Filtr v odpadní větvi

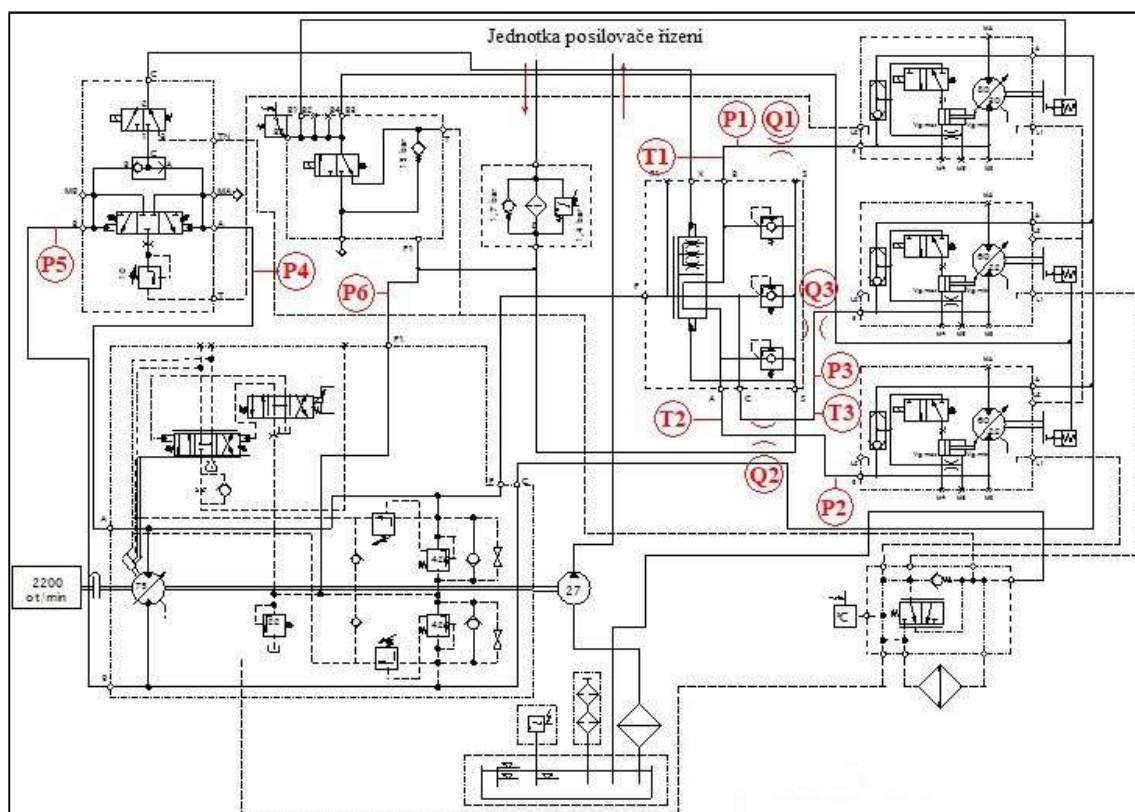
11. Blok brzdy

12. Blok proplachu a ovládání

13. Sací filtr

14. Hydraulická nádrž

Na následujícím obrázku je zobrazeno hydraulické schéma s označením měřicích míst.



Obrázek 41: Hydraulické schéma okruhu pojezdu s popisem měřicích míst - sériový stroj

P1 – Tlak na přední nápravě
nápravě

P2 - Tlak na pravém zadním kole
kole

P3 - Tlak na levém zadním kole
kole

P4 - Tlak ve vysokotlaké větvi pojezdu pro pohyb stroje vpřed
nápravě

Q1 - Průtok na přední

Q2 - Průtok na pravém

Q3 - Průtok na levém

T1 - Teplota na přední

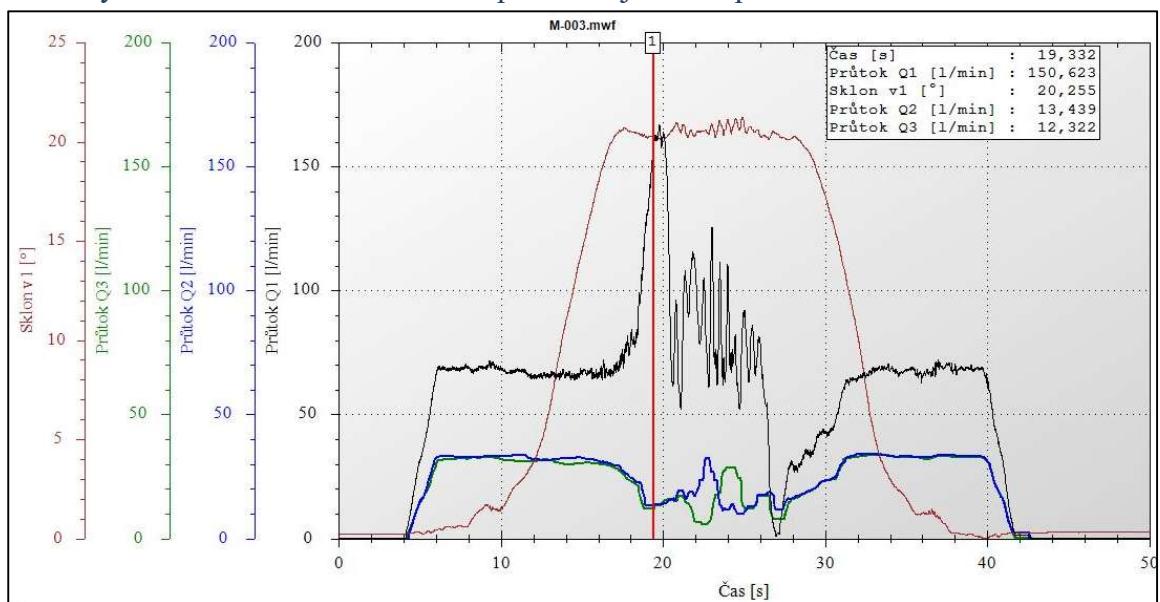
P5 - Tlak v nízkotlaké větvi pojezdu pro pohyb stroje vpřed
kole

T2 - Teplota na pravém

P6 - Doplnovací tlak
kole

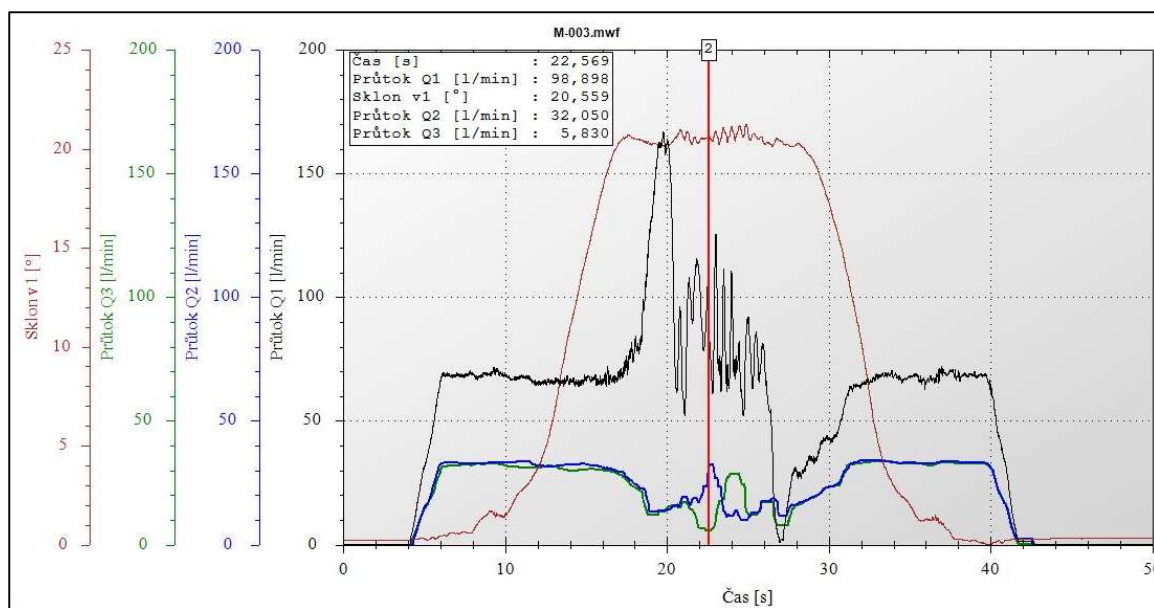
T3 - Teplota na levém

8.1.1 Výrazně omezená svahová dostupnost stroje bez zapnutého RTM modulu



Obrázek 42: Stoupání stroje bez RTM

Na obrázku č. 42 je zobrazen průběh měření při stoupání stroje do 45 % svahu bez zapnutého RTM modulu. Stroj se rozjížděl z nulové rychlosti a začal pomalu stoupat. Z průběhu uvedených průtoků od 5 do 10 vteřiny lze vidět téměř konstantní hodnoty průtoků, které znamenají klidné stoupání bez zaváhání. Když dochází k mezní trakci na přední nápravě (okolo 17 vteřiny), začíná průtok hydromotorem na přední nápravě velmi výrazně stoupat. Ekvivalentně tomu se průtok hydromotory zadních kol snížil. Součet všech průtoků odpovídá průtoku hydrogenerátorem poníženým o ztráty. Můžeme tedy vidět, že téměř veškerý průtok hydrogenerátorem je směřován na přední nápravu, což znamená protáčení běhounu na místě a zastavení stroje.

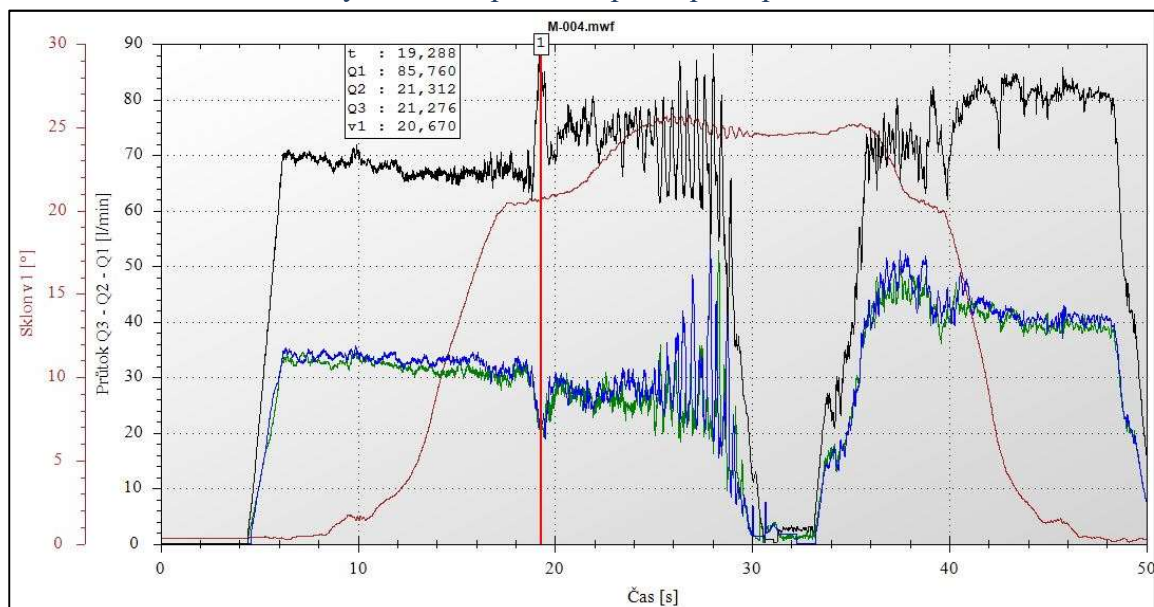


Obrázek 43: Stoupání bez RTM č.2

Na obrázku č.43 je zobrazen jiný moment na časové ose. Z hodnot průtoků na zadních kolech a tvaru křivek je patrné, že odlišné průtoky mohou nastat i mezi levým a pravým kolem. Tento fakt může být způsoben odlišným součinitelem tření pod každým z kol. Z pohledu funkčnosti stroje dochází k odlišným otáčkám levého a pravého kola. Opět dochází ke ztrátě trakce a kolísání stroje.

Z hodnoty sklonu svahu lze vidět, že stroj nebyl schopný vyjet ani základní svah 45 %.

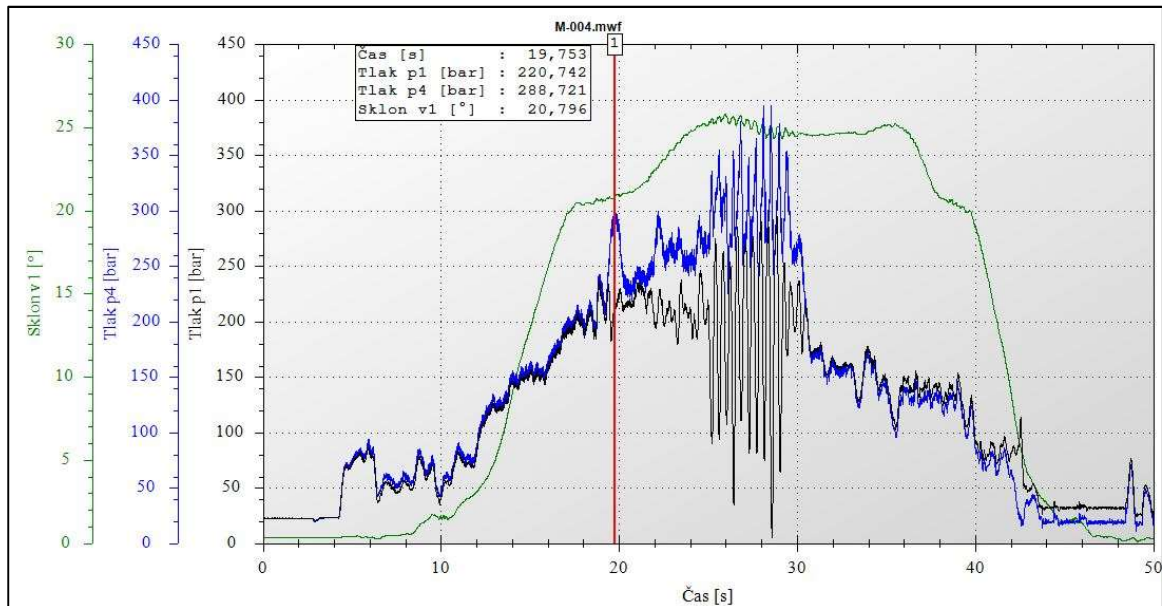
8.1.2 Mezní okamžik ztráty trakce na přední nápravě při zapnutém RTM modulu



Obrázek 44: Mezní okamžik ztráty trakce na přední nápravě - průtoky

Na obrázku č. 44 je zobrazen průběh měření pro stoupání stroje směrem vpřed při zapnutém RTM modulu do 45 % svahu. Je také vyznačen bod č.1. Průběh průtoku na přední nápravě

byl až do mezního okamžiku téměř konstantní. Viditelný nárůst průtoku je způsoben ztrátou trakce na přední nápravě a došlo tak k jejímu prosmeknutí. Pokud se zvýšil průtok na přední nápravě, ekvivalentně k hodnotě nárůstu klesly průtoky u obou kol zadní nápravy. Tento fakt se projeví zakolísáním a zaváháním stroje při stoupaní. V místě návratu křivky do téměř původní hodnoty se opět zvýší průtok do obou větví zadní nápravy a zároveň mizí prokluz běhounu. Stroj je schopný nadále stoupat.



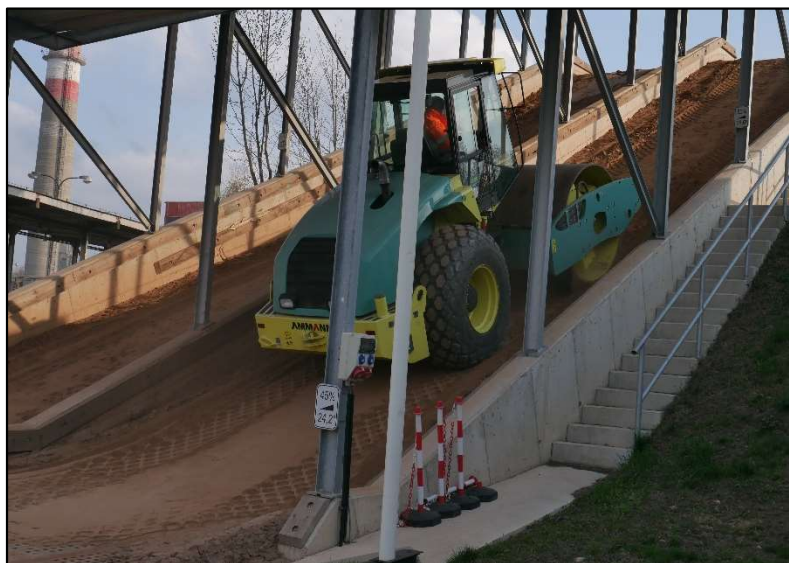
Obrázek 45: Mezní okamžik ztráty trakce na přední nápravě - tlaky

Provázanost průtoků a tlaků v jednotlivých větvích dokazuje obrázek č. 45. U obrázku č. 44 se v momentě ztráty trakce výrazně zvýšil průtok předním hydromotorem. Proto v tom samém časovém okamžiku musí v dané větvi poklesnout tlak. Protože je stále strojem

vyvíjena snaha o vyjetí svahu, zvýší se tlaky v obou větvích zadní nápravy. Zvýrazněný časový okamžik můžeme považovat za počáteční stav regulace třícestného děliče průtoku.

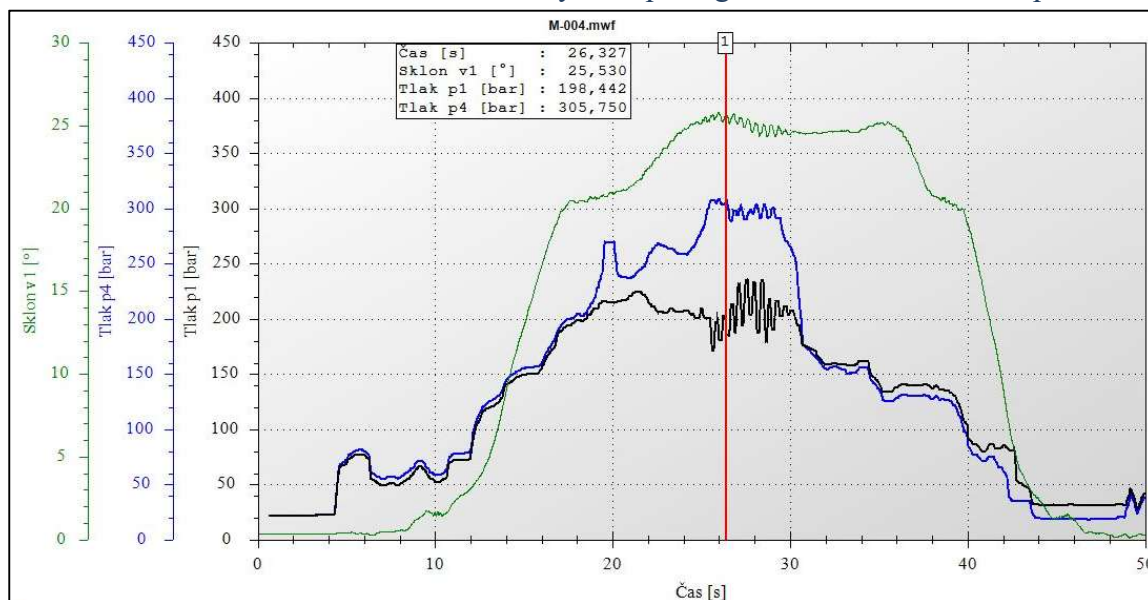
Třícestný dělič průtoku měří tlakové poměry v jednotlivých větvích a pokud zaznamená větší odchylku, než je nastavena, začne danou větev škrtit.

Z časového průběhu velikosti svahu lze vidět, že stroj byl schopný vyjet 45% svah. Z časového záznamu průběhu regulace lze ale také říci, že se stroj velmi blíží své mezní svahové dostupnosti.



Obrázek 46: Stoupání stroje s RTM modulem

8.1.3. Stanovení maximálního ztrátového výkonu při regulaci třícestného děliče průtoku



Obrázek 47: Maximální ztrátový výkon

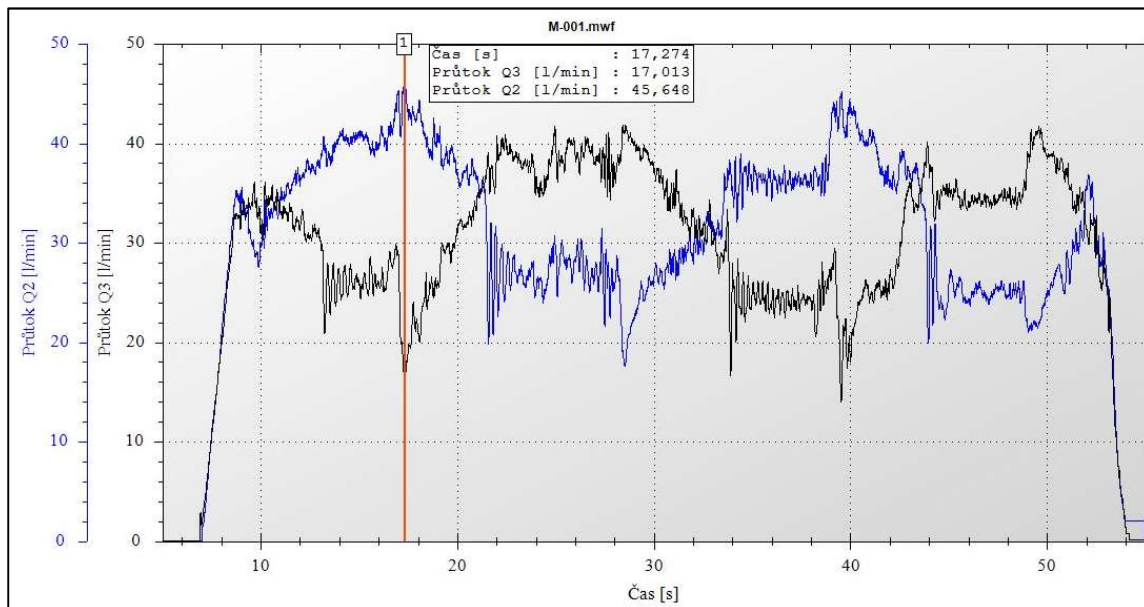
Na obrázku č. 47 je zjemněné zobrazení naměřeného signálu. Ze zjemněného zobrazení je snadnější určení dané hodnoty jednotlivých kanálů. U obrázku je také patrný rozdíl tlaků

na přední a zadní nápravě z důvodu stoupání stroje. Ztrátový výkon je stanoven ze vztahu:

$$P_{zm} = \Delta p \cdot Q = (p_4 - p_1) \cdot Q_1 = \frac{305-198}{600} \cdot 79 = 14,08 \text{ kW} \quad (69)$$

Výsledná hodnota ztrátového výkonu při mezní stoupavosti stroje je zhruba 14 kW. Všechna tato energie je přeměněna na teplo. Tato hodnota tak má velký vliv na velikost chladiče a na spotřebu paliva stroje.

8.1.4. Stanovení tolerance regulace třicestného děliče průtoku mezi jednotlivými kanály



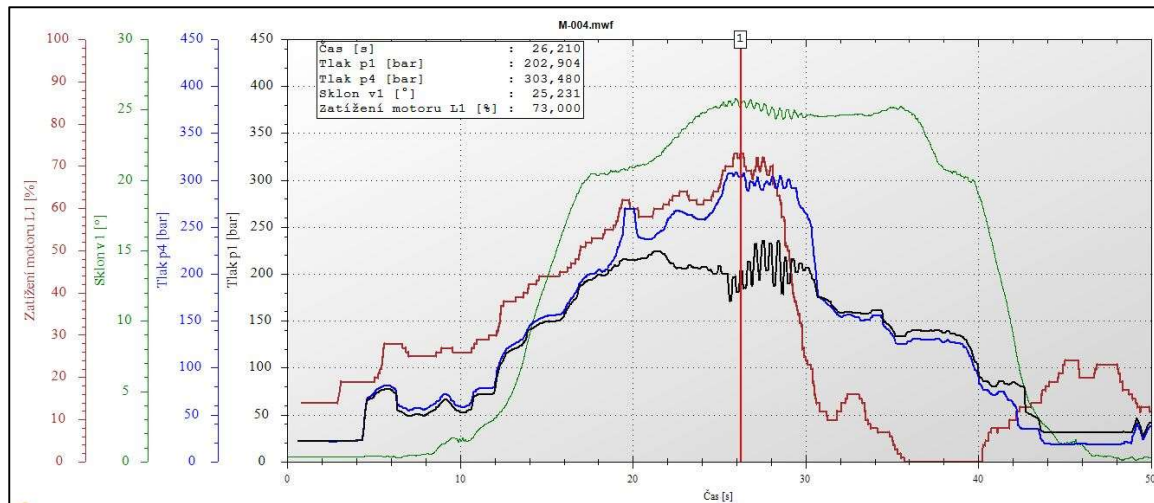
Obrázek 48: Průběh průtoků na kolech bez RTM

Na obrázku č.48 je zobrazen průběh průtoků na kolech zadní nápravy. Na stroji nebyl zapnut RTM modul a byly prováděny zatáčky. V označeném místě č.1 je poměr průtoků téměř jedna třetina. Pro provoz stroje to znamená, že stroj je bez omezení schopný projet jakoukoliv zatáčku. Není však chráněn uzávěrkou pojezdu. V praxi to znamená, že na RTM modulu musí být zavedena tolerance téměř 30 %.

8.1.5. Stanovení celkového ztrátového výkonu hydraulického okruhu pojezdu pro stroj s RTM

Pro návrh velikosti chladiče je důležité znát celkový ztrátový výkon, který může při provozu stroje zvyšovat teplotu hydraulického okruhu. U stroje s RTM modulem se skládá ze ztrátového výkonu samotného hydraulického okruhu, avšak musí k němu být připočítán i ztrátový výkon vyvinutý při regulaci RTM modulu.

Ztrátový výkon hydraulického okruhu



Obrázek 49: Ztrátový výkon

Pro stanovení ztrátového výkon hydraulického systému bude využito měření kanálu zatížení motoru L1. Z časového průběhu na obrázku č.49 a zobrazeného bodu je vidět, že zatížení motoru při největší regulaci RTM modulu je 73 %. To znamená, že je využito 73 % maximálního výkonu spalovacího motoru. Tento stav reprezentuje nejvyšší možný ztrátový výkon, který je možné na stroji navodit. Byly uvažovány účinnosti hydrogenerátorů a hydromotorů. Hodnoty účinnosti byly uvažovány pro všechny komponenty stejné.

$$P_{zh} = P_{sp} \cdot L_1 \cdot (1 - \eta_{HS}) \quad (70)$$

P_{zh} -ztrátový výkon hydraulického systému [kW]

P_{sp} -výkon spalovacího motoru [kW]

L_1 - zatížení motoru [-]

η_{HS} -účinnost hydraulického systému [-]

$$\eta_{HS} = 5 \cdot \eta_5 = 5,094 = 0,734$$

$$P_{zh} = 119,073 \cdot (1 - 0,734) = 23,1 \text{ kW} \quad (71)$$

Tato hodnota ztrátového výkonu je však pouze část. K celkovému ztrátovému výkonu musí být připočítána část ztrátového výkonu, který je vytvářen škrcením při regulaci. Ten byl vypočítán v kapitole 8.1.3. Jeho hodnota je:

$$P_{zm} = 14,08 \text{ kW}$$

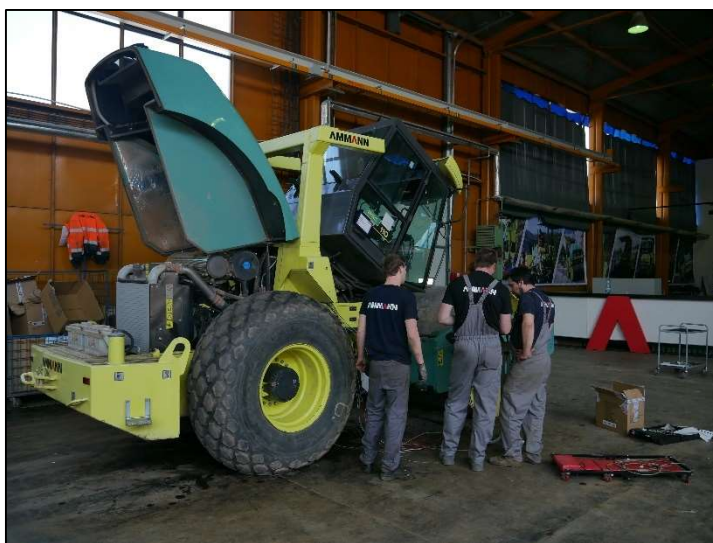
Celková hodnota, která musí být uchlazena v chladiči je tedy:

$$P_{zc} = P_{zh} + P_{zm} = 23,1 + 14,08 = 37,18 \text{ kW} \quad (72)$$

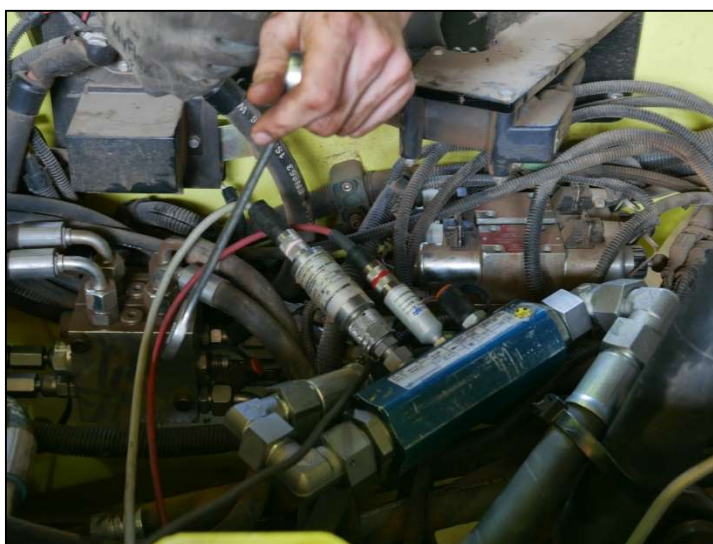
8.2. Měření stroje s dvouokruhovým hydraulickým systémem pojezdu

Pro účely tohoto měření byl opět použit stroj ASC 110. Stroj jako celek je totožný jako stroj ze sériové výroby, liší je pouze koncepcí pojezdu. Stroje byly zvoleny tak, aby bylo možné porovnat pouze vliv koncepce na energetickou bilanci stroje a na maximální možnou stoupavost. Byly tím tak eliminovány vlivy použití různých hydraulických komponentů.

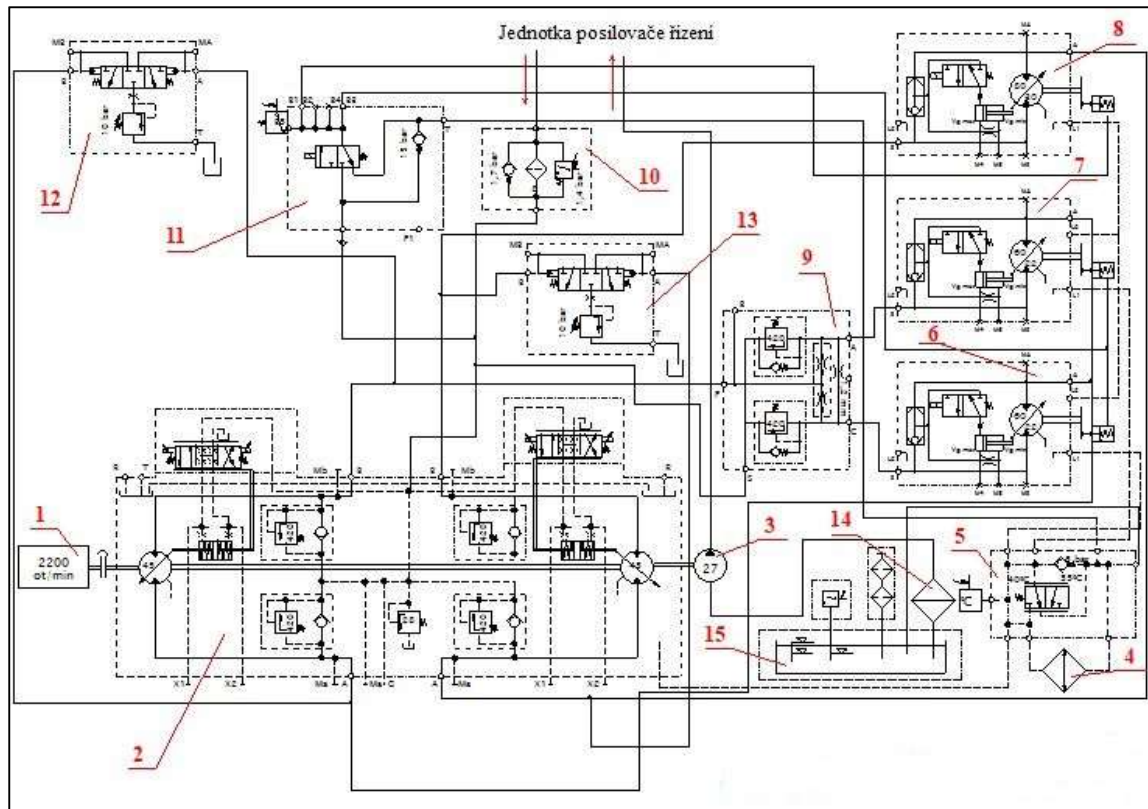
Po provedení měření na stroji s RTM modulem byla měřící technika z tohoto stroje demontována a byl přistaven prototypový stroj ASC 110 se dvěma okruhy pojezdu. Proces osazení stroje měřícími místy byl téměř totožný jako u předchozího stroje.



Obrázek 50: Osazení prototypového stroje



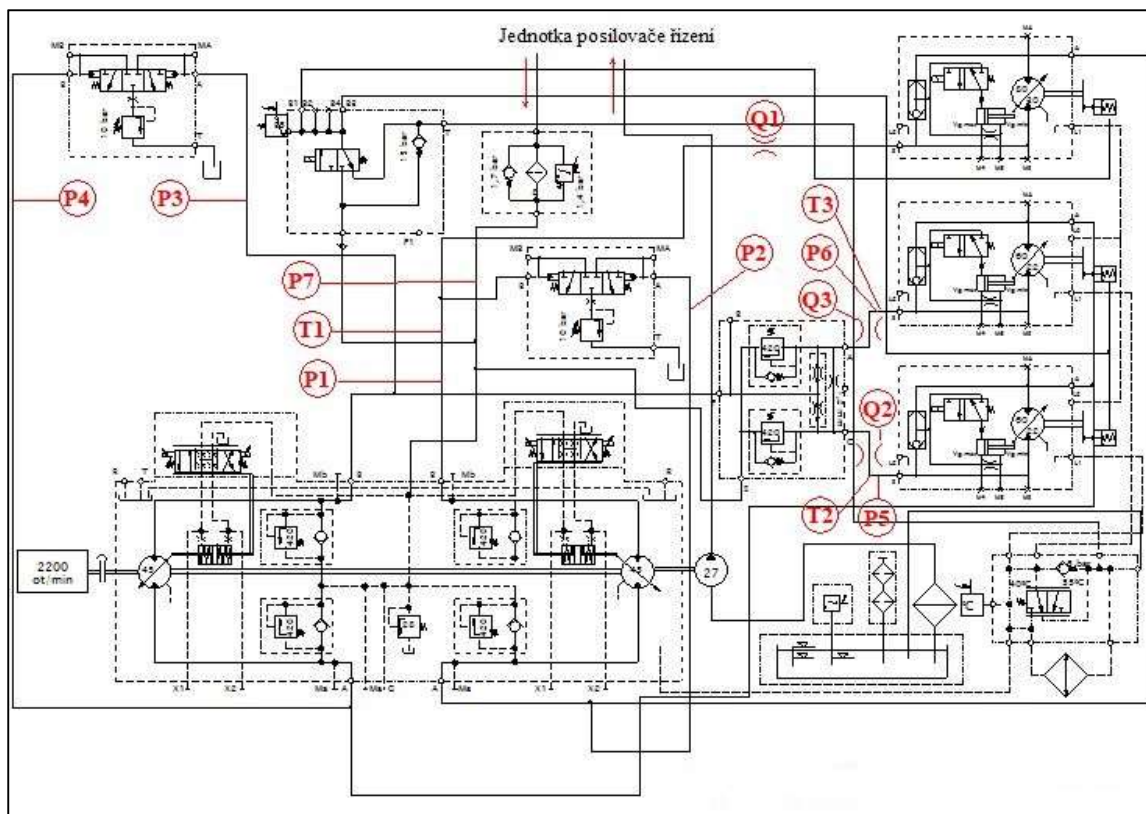
Obrázek 51: Osazení prototypového stroje č.2



Obrázek 52: Hydraulické schéma s označením komponent prototypového stroje

- | | |
|---------------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Spalovací motor | 8. Hydromotor běhounu |
| 2. Hydrogenerátor pojezdu | 9. Dvoucestný dělič průtoku |
| 3. Hydrogenerátor řízení | 10. Filtr v odpadní větvi |
| 4. Chladič | 11. Blok brzdy |
| 5. Svodová kostka
nápravy | 12. Blok proplachu zadní
nápravy |
| 6. Hydromotor pravého kola
nápravy | 13. Blok proplachu přední
nápravy |
| 7. Hydromotor levého kola | 14. Sací filtr |
| | 15. Hydraulická nádrž |

Na následujícím obrázku jsou zobrazena měřicí místa.



Obrázek 53: Hydraulické schéma se zobrazením měřicích míst na prototypovém stroji

P1 – Tlak ve vysokotlaké větvi přední nápravy-vpřed nápravě

P2 – Tlak ve nízkotlaké větvi přední nápravy-vpřed kole

P3 - Tlak ve vysokotlaké větvi zadní nápravy-vpřed kole

P4 - Tlak ve nízkotlaké větvi zadní nápravy-vpřed nápravě

P5 - Tlak na pravém kole

P6 - Tlak na levém kole

P7 - Doplnovací tlak

Q1 - Průtok na přední nápravě

Q2 - Průtok na pravém kole

Q3 - Průtok na levém kole

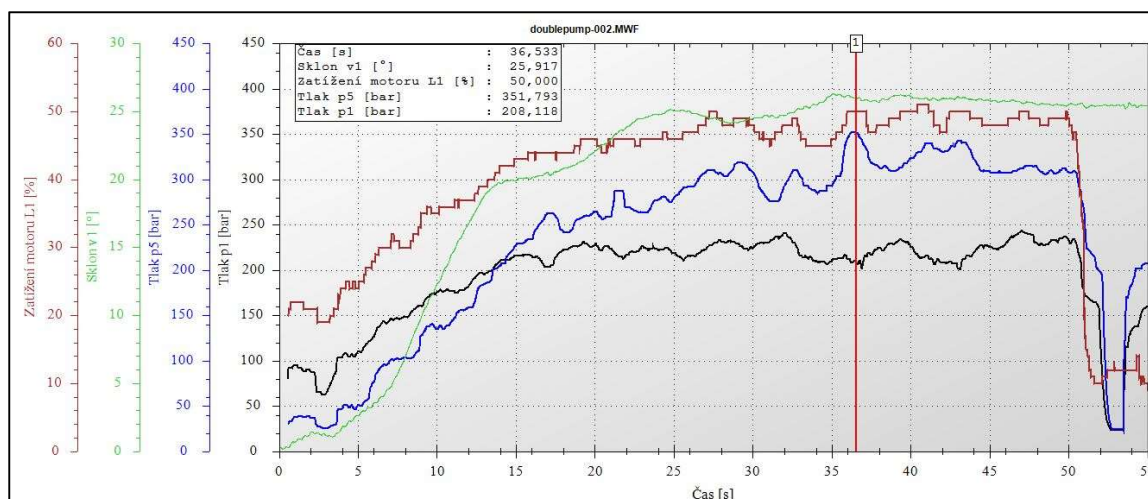
T1 - Teplota na přední nápravě

T2 - Teplota na pravém kole

T3 - Teplota na levém kole

8.2.1. Výjezd stroje na svah 45%

Pro porovnání energetických poměrů obou strojů byl zvolen režim výjezdu obou strojů do svahu 45 %. Na obrázku č.54 je zobrazeno měření pro dvouokruhový stroj.



Obrázek 54: Stoupání 45% prototypový stroj

Pokud porovnáme samotné průběhy tlaků z prototypového stroje a ze stroje s RTM modulem (obrázek č.45), můžeme vidět jemnější a stabilnější nárůst tlaku u prototypového stroje. Maximální hodnoty tlaků si zhruba odpovídají.

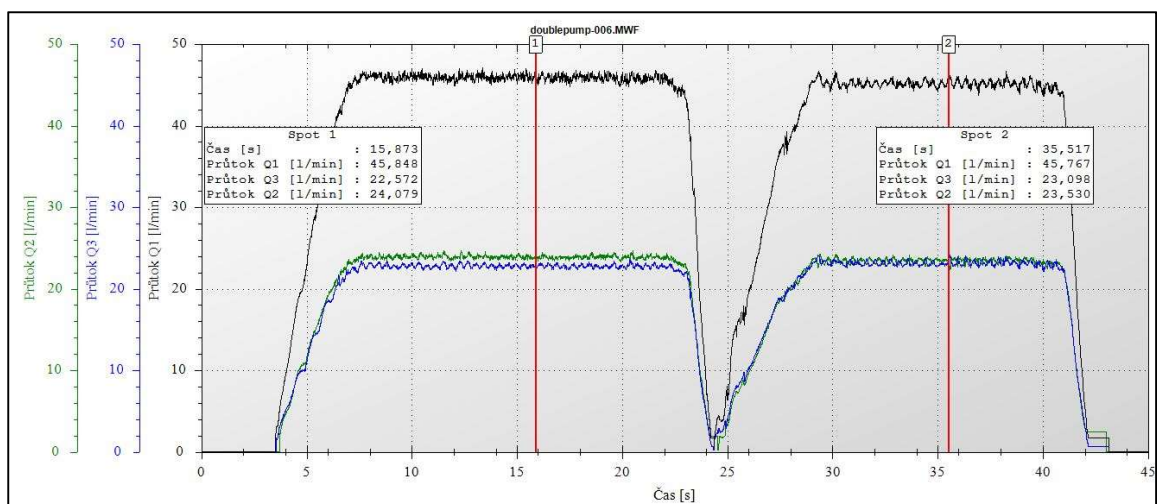
Hlavní myšlenkou tohoto měření je zdůvodnění, proč jsou hodnoty tlaků u obou strojů stejné. U každého stroje dojde k nastavení tlaku v systému na takové hodnoty, které si vyžaduje odpor prostředí. U každého stroje je však nastaven jiným způsobem. U stroje s RTM modulem se hodnota tlaku p1 na přední nápravě nastaví pomocí škrcení. Dochází tak ke ztrátě.

U prototypového stroje je hodnota tlaku nastavena samotným hydraulickým systémem. Nedochází proto ke ztrátě.

Dalším aspektem je zatížení spalovacího motoru. Z průběhu měření je viditelné maximální zatížení motoru na svahu 45 % okolo 50 %. U prototypového stroje je tak téměř o 20 % nižší.

8.2.2. Jízda po rovině

U této koncepce pojezdu, tzn. dvěma hydrogenerátory, je důležité sladění obou hydrogenerátorů. Každý z nich musí do svého okruhu dodávat takový průtok, aby byla rychlost přední a zadní nápravy za každých okolností stejná. Pokud není, stroj se chová neklidně a pojezd není klidný.



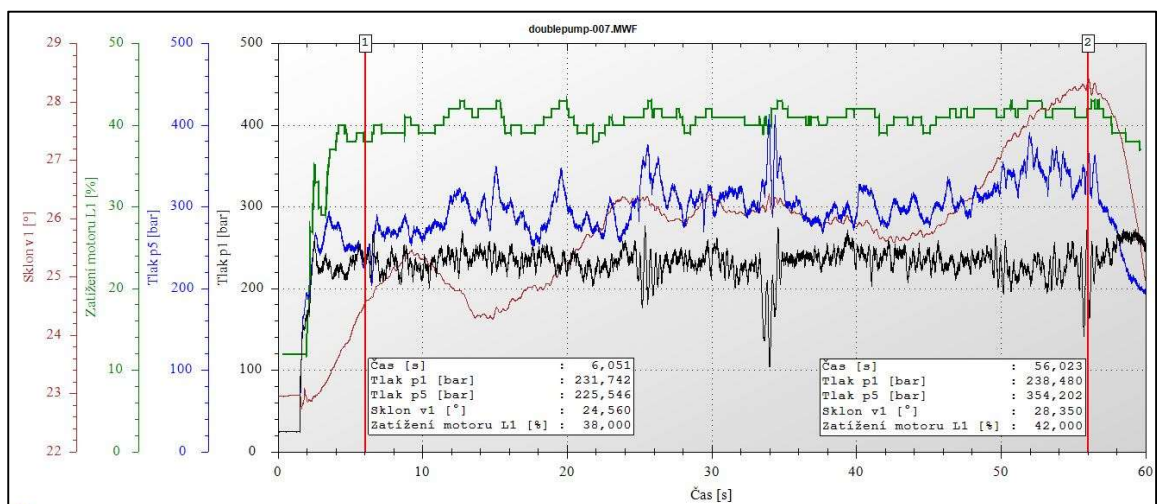
Obrázek 55: Průběhy průtoků při jízdě po rovině

Na obrázku č.55 je zobrazeno měření pro jezd stroje vpřed a vzad po rovině rychlostí 2 km/h. První část ukazuje pohyb vpřed, poté proběhlo zastavení a poté pohyb vzad.

Předpokladem pro správnou funkci hydraulického systému jezdce je tedy taková hodnota průtoků na přední i zadní nápravě, aby byly rychlosti obou náprav stejné. Tuto skutečnost lze dosáhnout kalibrací naklonění regulační desky axiálního pístového hydrogenerátoru. Ovládání těchto hydrogenerátorů je elektronické a proporcionální. Parametry závislosti množství proudu na naklonění desky jsou přístupné v řídicí jednotce stroje. Kalibrace je nutná pro nejnižší pracovní rychlost a pro maximální přepravní rychlost. Pro každý z hydrogenerátorů musí být kalibrace provedena samostatně, protože každý kus může mít odlišné chování. Touto problematikou se zabývala kapitola o návrhu hydrogenerátoru. Samotný software jezdce není součástí diplomové práce.

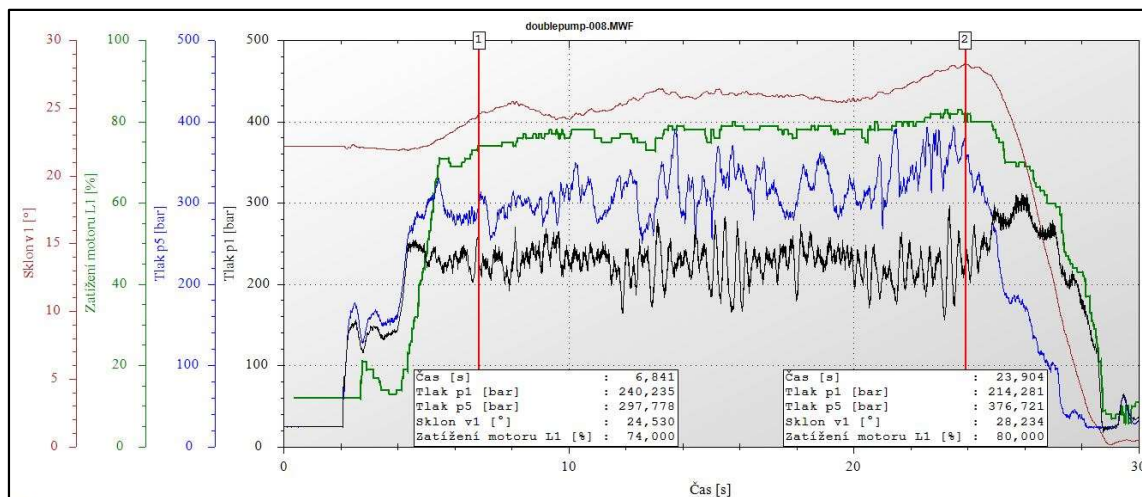
8.2.3. Maximální stoupavost prototypového stroje

Pro účely porovnání obou strojů byla také zvažena maximální stoupavost. U prototypového stroje byly zvoleny svahy o hodnotě 55 %. Zkoušen byl výjezd rychlostí 1 km/h a 4 km/h.



Obrázek 56: Výjezd stroje do svahu 55 % - 1 km/h

Na obrázku č.56 je zobrazeno měření pro výjezd prototypového stroje do 55 % svahu rychlostí 1 km/h. Pokud se podíváme na časové průběhy měřených tlaků, je možné pozorovat postupný nárůst tlaku na zadní nápravě p5 a téměř konstantní průběh tlaku p1 na přední nápravě, který ke konci stoupání nepatrně klesá. Je to způsobeno nastavením tažné síly na takové úrovni, aby nedošlo k prosmeknutí běhounu. Zatížení motoru je téměř konstantní a pohybuje se okolo hodnoty 40 %.

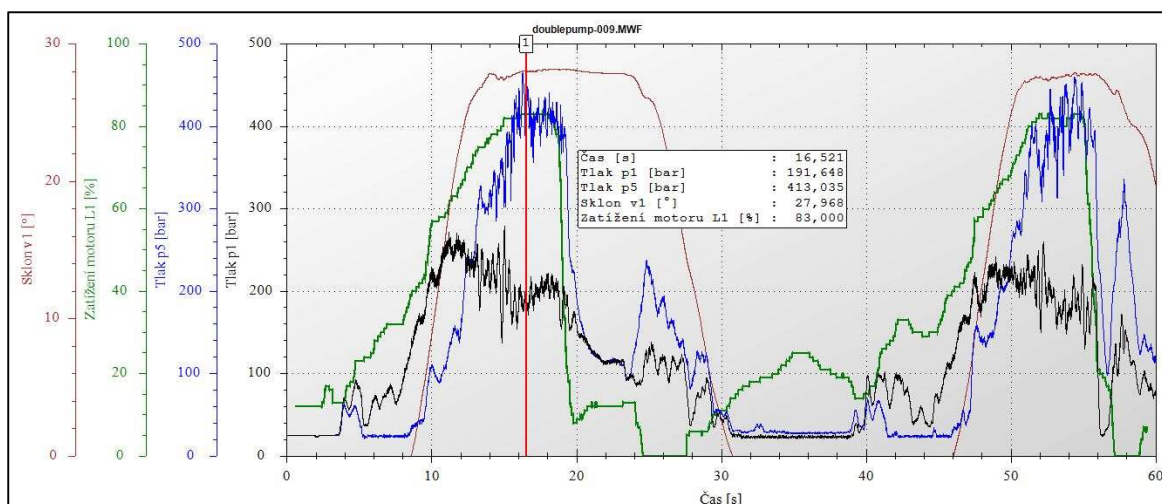


Obrázek 57: Výjezd stroje do svahu 55 % - 4 km/h

Na obrázku č.57 je zobrazeno měření pro výjezd prototypového stroje do svahu 55 % rychlostí 4 km/h. Nárůst hodnot tlaků v hydraulickém systému můžeme pozorovat podobný jako u předchozího měření s rychlostí 1 km/h. Počáteční a koncové hodnoty jsou podobné. Výrazným rozdílem je však hodnota zatížení spalovacího motoru v průběhu tohoto měření, protože se pohybuje až okolo hodnoty 80 %. Tento fakt potom musí být brán v potaz pro návrh pracovních rychlostí. Stroj může mít spuštěnou vibraci, která spalovací motor také výrazně zatíží a nikdy nesmí dojít k přetížení spalovacího motoru.

Z obou měření lze jednoznačně říci, že prototypový stroj je schopný 55% svah vyjet bez problému.

Po sérii těchto měření byla zkoušena maximální stoupavost stroje.



Obrázek 58: Výjezd na 60 % svah

Na obrázku č. 58 je zobrazeno měření pro výjezd prototypového stroje na svah 60 %. Z průběhu sklonu svahu je zřetelné, že stroj nebyl schopný daný svah vyjet. Důvod, že stroj není schopný daný svah vyjet, není nedostatečný návrh tažné síly stroje. Pokud se podíváme na průběhy tlaků na přední a zadní nápravě, je zřejmé, že nebyl dosaženo maximální tlak v okruhu, který je stanoven na 420 bar. To znamená, že stroj by teoreticky byl schopný na daný svah vyjet, pouze pokud by jel po svahu, který by byl zhotoven z materiálu o větším součiniteli tření.

Z hlediska zatížení spalovacího motoru lze říci, že se stroj nachází na svém maximu.

Stroj se po vyjetí zhruba jednoho metru zastavil a protáčely se obě nápravy na místě.

Závěr

V první části diplomové práce byla provedena rešerše na nejhlavnější výrobce tahačových silničních válců. Protože se práce zabývá návrhem systému pojezdu, byla pozornost zaměřena výhradně na jednotlivé koncepce řešení pojezdu tahačových válců. U jednotlivých výrobců byla rozebrána funkčnost systému a zdůrazněny hlavní komponenty ze kterých se hydraulický okruh pojezdu skládá. Byly také shrnuty základní výhody a nevýhody zmíněných koncepcí. Mezi jednu z koncepcí na trhu bylo také zahrnuto řešení firmy Ammann, které bylo momentálně v sériové produkci.

Z trhu a od zákazníků bylo známo několik pracovních situací, kdy stroj obsahující třícestný dělič průtoku, nepracoval správně. Všechny situace jsou zmíněny v hlavním textu práce. Proto bylo snahou firmy Ammann o návrh nového druhu koncepce pojezdu tahačového silničního válce. Po diskuzi bylo rozhodnuto, že nový koncept bude řešen jako dvouokruhový hydraulický systém, kdy je každá náprava poháněna svým uzavřeným hydraulickým okruhem. Tento koncept byl zvolen, protože kombinuje výhody zmíněných koncepcí na trhu a stávajícího řešení. Zachoval si koncepci bez pevné mostové zadní nápravy a neobsahuje třícestný dělič průtoku, který v systému při regulaci trakce stroje generoval ztráty škrčením.

Tahačový silniční válec je stroj, který je velmi často nasazován v obtížných podmínkách, tzn. kopcovitých terénech. Proto vstupním požadavkem na hydraulický okruh pojezdu byla minimální stoupavost stroje. Tato hodnota byla zvolena na 55 %, což odpovídá úhlu svahu přibližně 27°. Takový úhel svahu odpovídá nejnáročnějším možným pracovním oblastem stroje.

V druhé části práce, která se zabývá samotným návrhem okruhu, bylo nejdříve stanoveno teoretické silové působení na stroj při jízdě do kopce. Po započtení všech působících sil byla vyjádřena rovnice, která odpovídá statické silové rovnováze. Výsledná rovnice je nelineární, goniometrická rovnice. Proto pro výpočet výsledného úhlu stoupaní stroje musela být použita numerická metoda půlení intervalů.

Výstupem z této rovnice není pouze výsledný úhel stoupaní, ale také potřebné geometrické objemy použitých hydromotorů a maximální pracovní tlak v hydraulickém systému. Tyto hodnoty jsou poté použity jako vstup pro další návrh systému, zejména hydrogenerátorů. Po stanovení geometrického objemu hydrogenerátorů, pro které byla také důležitá pracovní a přepravní rychlost stroje, byly navrženy také veškeré ostatní komponenty systému. Jednalo se zejména o blok brzdy, dvoucestný dělič průtoku a výplachové bloky.

Součástí diplomové práce bylo také porovnání stávajícího řešení stroje ASC 110 v sériové výrobě s novým prototypovým strojem s novou koncepcí hydraulického pojezdu. Tomuto problému se věnuje třetí část práce. Oba stroje byly osazeny měřicími místy na předem daných místech v hydraulických okruzích. Měřen byl průtok, tlak a teplota v jednotlivých větvích hydraulického okruhu. Byl také měřen sklon svahu snímačem sklonu umístěným ve stroji.

Jedním z cílů diplomové práce bylo stanovení energetické bilance obou strojů. Tento cíl mohl být splněn právě pomocí časových závislostí zmíněných měřených veličin. Bylo zjištěno, že prototypový stroj má výrazně menší ztrátový výkon v hydraulickém okruhu pojezdu. Tento fakt je způsoben zejména absencí třicestného děliče průtoku. Tento komponent generoval ztrátový výkon u sériového provedení v mezních úhlech svahu téměř 14kW. Tento výkon musí být uchlazěn v chladiči hydraulického oleje. Prototypový stroj je tak v těchto aplikacích výrazně úspornější.

Dalším aspektem pro porovnání obou koncepcí byla mezní svahová dostupnost. Podle údajů snímače sklonu svahu bylo zřejmé, že prototypový stroj byl schopen vyjet svah o hodnotě 55 %. Sériové provedení vyjelo svah o hodnotě 45 %. Prototypové provedení má lepší stoupavost, protože se vzájemně neovlivňují hydraulické okruhy pro pohon běhounu a zadní nápravy. Průběh stoupání stroje do kopce je tak výrazně klidnější než u sériového provedení. V rámci testů byl zkoušen také svah o hodnotě sklonu 60 %, tento svah se však nepodařilo vyjet. Došlo k protočení obou náprav a stroj zůstal stát na místě. Důvodem byla nedostatečná adheze mezi běhounem, koly a podloží.

K celkovému pohledu na energetickou bilanci přispěl i výpočet hydraulických ztrát v systému. Byly vypočítány délkové ztráty pro několik režimů stroje. Protože jsou celkové ztráty závislé na průtoku (rychlosti) oleje v potrubí, byly vypočítány pro jízdu stroje rychlostí 2 km/h a 10 km/h. Velikost ztrát v těchto případech byla 0,78 bar a 1,59 bar. Tyto hodnoty jsou v porovnání s maximálním tlakem v systému (420 bar) zanedbatelné. Protože je stroj provozován v různých klimatických podmínkách, byly také vypočítány délkové ztráty pro různé teploty hydraulického oleje. Výše uvedené hodnoty se vztahovaly k teplotě oleje 60 °C. Pro teplotu oleje 15 °C a rychlost stroje 10 km/h byly délkové ztráty 7,1 bar. Pro teplotu oleje 0 °C a rychlost stroje 10 km/h byly délkové ztráty 30,6 bar. Z těchto hodnot vychází, že je důležité nechat ohřát hydraulický olej v okruhu pojezdu stroje na provozní teplotu (60 °C). Místní ztráty byly vypočítány pouze pro režim rychlosti stroje 10 km/h a teplotu hydraulického oleje 60 °C. Jejich hodnota byla 1,6 bar. Z předem zmíněných informací o hodnotách hydraulických ztrát plyne, že na stroji by neměla být zapnuta přepravní rychlost dokud není teplota oleje dostatečná, protože ztráty v tuto dobu jsou velmi vysoké a mohlo by dojít k poškození komponentů hydraulického systému.

Diplomová práce se také zabývala návrhem jiného druhu chlazení. Aktuální provedení v rámci sériové výroby je řešeno pomocí vzduchového chladiče, přes který je proháněn vzduch vrtulí. Vrtule chlazení je přímo připojena na spalovací motor, proto má vždy stejné otáčky jako spalovací motor. Toto řešení však v některých případech nesplňovalo normu pro vnitřní a vnější hluk. Proto byla navržena koncepce nového chlazení, kdy bude vrtule chlazení poháněna samostatným hydromotorem. Je tak možné regulovat otáčky hydromotoru, a tím i vrtule chlazení, v závislosti na teplotě hydraulického oleje zcela libovolně. Pro tento systém byly stanoveny křivky ohřevu a chlazení okruhu.

Tato práce přispěla ke hlubšímu poznání nové koncepce pojezdu. Na základě provedených měření bylo reálně prokázáno, že stroj má výhodnější energetickou účinnost. To přeneseně znamená, že má v mezních okamžicích menší spotřebu paliva. Bylo také zmíněno, že stroj

dosáhl vyšší stoupavosti. Všechny tyto poznatky mohou přispět k prosazení tohoto typu koncepce do sériové výroby. Musí se však zvážit všechny aspekty vývoje, což znamená také posouzení ekonomického hlediska a výsledné ceny celého systému.

Diplomová práce může být rozšířena o návrh a zpracování softwaru pro ovládání pojezdu a dále softwaru chlazení stroje. Software ovládání pojezdu může obsahovat další komfortní a bezpečnostní funkce. Tímto se otevírá možnost přiřadit k jednotlivým rychlostním stupňům pojezdu vhodné otáčky spalovacího motoru odpovídající např. požadovanému krouticímu momentu. Další možností je např. havarijní zastavení stroje rychlým posunem páky do protipohybu, apod.

S kvalitním návrhem softwaru ovládání chlazení může být omezeno zbytečné maření energie na vysoké otáčky hydromotoru vrtule, když to není vyžadováno. Je tím snižen jak vnitřní, tak i vnější hluk stroje. Má také vliv na výslednou spotřebu paliva stroje.

Seznam použitých zdrojů

- [1] *ASC110 Tahačový válec*. Návod k obsluze: Edice 10/2012 CZ. Langenthal: Ammann Unternehmungen, ©2012. 190 s.
- [2] Single drum rollers: ASC 110 Tier 3. <https://www.ammann-group.com:soil-and-asphalt-compactors/single-drum/asc-110tier-3> [online]. Langenthal, 2012 [cit. 2019-02-08]. Dostupné z: <https://www.ammann-group.com>
- [3] AMMANN CZECH REPUBLIC. Firemní archiv
- [4] *Samosvorný diferenciál* [online]. 28.6.2016, 1 [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <https://www.smucler.cz/blog/samosvorny-diferencial/>
- [5] *Hammtronic* [online]. 07/2010 [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <https://www.hamm.eu/en/technologies/hammtronic/>
- [6] AMMANN CZECH REPUBLIC. Firemní archiv přednášek ze seminářů Bosch-Rexroth.
- [7] <https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/differentials/nospin-locking-differential.html>
- [8] Traction modul: RTM. *Boschrexroth: mobile-hydraulics/mobile-controls/valve-modules/rtm* [online]. 2018, 28.8.2018 [cit. 2019-03-06]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/mobile-controls/valve-modules/rtm>
- [9] *Traction modul: RTM* [online]. In: 06.06, s. 40 [cit. 2019-03-06]. RE 64592/06.06. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com>
- [10] ŠKOPÁN, CSC., Doc. Ing. Miroslav. *Hydraulické pohony strojů: studijní text-sylabus*. Brno, 2009.
- [11] PAVLOK, Bohuslav, Lumír HRUŽÍK a Miroslav BOVA. *Hydraulická zařízení strojů: Učební text*. Ostrava, 2007.
- [12] *Measuring systems* [online]. 5.3. Limburg, Germany, 2013 [cit. 2019-03-22]. Dostupné z: <http://hydrotechnik.store/domains/hydrotechnik.store/products/>
- [13] SCHWARZ, CSC., RnDr. Rudolf. Numerické řešení nelineární rovnice: Metody: grafická, bisekce, regula falsi, tečen, sečen. In: *Materiály z matematiky a deskriptivní geometrie pro samostatné studium* [online]. Brno [cit. 2019-03-28]. Dostupné z: <http://rschwarz.wz.cz/fast/BA001.htm>
- [14] Guideline: Tips and information on how to select the optimal hydraulic filter. In: *Argo Hytos* [online]. Argo Hytos, 2016, 02/2016 [cit. 2019-03-29]. Dostupné z:

https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/downloads/en/flyer-catalogues/Filtration_Guideline.pdf

[15] Volume flow rate sensors. In: *Schneider messtechnik* [online]. Hohen Neuendorf, 07/02 [cit. 2019-03-29]. Dostupné z: http://www.ics-schneider.com/media/pdf/products/GFM_EN.pdf

[16] TMS/TMM88 Dynamic. In: *Sick* [online]. Deutschland: Sick, 2019, 12 Mar 2019 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: https://cdn.sick.com/media/docs/5/95/195/Product_information_TMS_TMM88_Dynamic_Dynamic_inclination_sensors_en_IM0080195.PDF

[17] *Emerson: About liquid turbine flow meters* [online]. United States: Emerson, 2019 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://www.emerson.com/cs-cz/automation/measurement-instrumentation/flow-measurement/about-liquid-turbine-flow-meters>

[18] Hydraulický olej Valar: Atea AR 46. In: *Valar: Czech oil* [online]. Dobruška: Valar, 2019 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: https://www.valar.cz/userfiles/il-valar-atea-ar-jk0116_1488023070.pdf

[19] Flushing valve with pressure holding valve SV. In: *Bosch Rexroth: Axial piston pumps accesories* [online]. Germany: Bosch Rexroth, 2010, Mar 2010 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re95512_2010-05.pdf?db=brmv2&lvid=1149239&mvid=13907&clid=20&sid=7EEF1536659E827967005E36F7AE78F4.borex-tc&sch=M&id=13907,20,1149239

[20] *Valivý odpor* [online]. USA: Wikimedia Foundation, 2018 [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Valiv%C3%BD_odpor

[21] Axial piston variable double pump: A24VG Series 10. In: *Bosch Rexroth: Axial piston pumps for closed circuits* [online]. Elchingen: Bosch Rexroth, 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re93240_2012-06.pdf?db=brmv2&lvid=1164767&mvid=13974&clid=20&sid=BF747F2875A14A745B6CCE3BDC652C3B.borex-tc&sch=M&id=13974,20,1164767

[22] Bent Axis Variable Displacement Motors: Series 51 Series 51-1. In: *Danfoss* [online]. United States: Danfoss, 2017, October 2017 [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <http://files.danfoss.com/documents/52010440.pdf>

[23] *Výkres - reduktor přední nápravy: Převodový poměr 76,9*. Nové Město nad Metují: Ammann, 2017. ISSN 2T707C3073004.

- [24] *Výkres - reduktor zadní nápravy: Převodový poměr 53,3*. Nové Město nad Metují: Ammann, 2017. ISSN 2T705C2053013.
- [25] *Block: Flow divider*. Nové Město nad Metují: Ammann, 2016. ISSN 27212402.
- [26] *Series Flow Divider/Combiner*. Warwick: Integrated Hydraulics. ISSN 2CFD150.
- [27] *Hydraulic Filtration Product Guide: Return Line Filters, Suction Line Filters, In - Line Filters, Service Instructions, Accessories*. In: *Donaldson: Filtration Solutions* [online]. Klášterec: Donaldson, 2014, 12/2014 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/engine-hydraulics-bulk/catalogs/Hydraulic/emea/fl16023/Hydraulic-Filtration-Product-Guide.pdf>
- [28] *Filtration and Fluid Management, Sensors. 2*. Kraichtal: Argo-Hytos, 2012.
- [29] KORBIČKA, Jiří. *Stanovení teplotní závislosti automobilových motorových olejů stejné viskozitní třídy*. Brno, 2016. Diplomová práce. Mendelova univerzita v Brně. Vedoucí práce Ing. Vojtěch Kumbár, Ph.D.
- [30] *Brake Block: Výkresová dokumentace*. Ammann, 2016.
- [31] *Místní tlakové ztráty. IPotrubí* [online]. Vysoké Mýto: Ing. Václav Pekař, CSc., 2013 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://www.ipotrubí.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/3.-mistni-tlakove-zraty.html>
- [32] MATĚJ, Martin. *Analýza nestabilních stavů v hydraulickém pohonu pojezdu silničních válců od firmy Ammann pojezdu*. Praha, 2014. Diplomová práce. Česká zemědělská univerzita v Praze. Vedoucí práce Doc. Ing, Petr Heřmánek, Ph.D.
- [33] TUČEK, Jan. *Výpočet tepelných ztrát a izolace potrubí*. Brno, 2011. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.

Seznam použitých symbolů a značek

Seznam	Jednotka	Veličina
A_n	[m]	Průmět vzdálenosti těžiště od přední nápravy
B_n	[m]	Průmět vzdálenosti těžiště od zadní nápravy
c_{kc}	[J/(kgK)]	Měrná tepelná kapacita kapaliny
c_{pk}	[J/(kgK)]	Měrná tepelná kapacita hydr. složek
d_{13}	[m]	Průměr hydraulické hadice „13“
d_{19}	[m]	Průměr hydraulické hadice „19“
d_{15}	[m]	Průměr hydraulické hadice „15“
d_{16}	[m]	Průměr hydraulické hadice „16“
D_b	[m]	Průměr přední nápravy
d_i	[m]	Průměr jednotlivých úseků potrubí
D_k	[m]	Průměr zadní nápravy
e_1	[m]	Rameno valivého odporu na přední nápravě
e_2	[m]	Rameno valivého odporu na zadní nápravě
f_1	[-]	Poměr poloměru př. náp. a ram. val. odporu
f_2	[-]	Poměr poloměru zad. náp. a ram. val. odporu
F_{ct}	[N]	Celková tažná síla
F_g	[N]	Gravitační síla
F_{N1}	[N]	Normálová síla působící na přední nápravu
F_{N2}	[N]	Normálová síla působící na zadní nápravu
F_o	[N]	Odporová síla
F_{v1}	[N]	Vyvoditelná síla na přední nápravu
F_{v2}	[N]	Vyvoditelná síla na zadní nápravu
F_x	[N]	Výsledná síla v ose x
h_T	[m]	Výška těžiště
k_{CH}	[W/(m ² K)]	Součinitel prostupu tepla chladiče
k_{PAS}	[W/(m ² K)]	Součinitel prostupu tepla hydraulických hadic
l_i	[m]	Délka jednotlivých částí potrubí
m_1	[kg]	Hmotnost přední nápravy
m_2	[kg]	Hmotnost zadní nápravy

m_c	[kg]	Celková hmotnost stroje
Mk_1	[Nm]	Kr. moment od hyd. sys. na před. nápravu
Mk_2	[Nm]	Kr. moment od hyd. sys. na zad. nápravu
m_{kc}	[kg]	Hmotnost hydraulických komponentů
m_{pk}	[kg]	Hmotnost hydraulické kapaliny
n_b	[rad/s]	Otáčky přední nápravy
n_{hm1}	[1/s]	Otáčky hydromotoru přední nápravy
n_{hm2}	[1/s]	Otáčky hydromotoru zadní nápravy
n_k	[rad/s]	Otáčky zadní nápravy
n_b	[rad/s]	Otáčky přední nápravy
P_z	[W]	Ztrátový výkon generovaný RTM
Q_{hg1}	[m ³ /s]	Průtok hydrogen. pro pracovní rychlost
Q_{hg2}	[m ³ /s]	Průtok hydrogen. pro přepravní rychlost
Q_{hm}	[m ³ /s]	Průtok hydromotorem
Q_s	[J]	Teplo předané sáláním
q_v	[l/min]	Maximální průtok RTM
Re_{13}	[-]	Reynoldsovo číslo pro hydr. hadici „13“
Re_{19}	[-]	Reynoldsovo číslo pro hydr. hadici „19“
Re_{15}	[-]	Reynoldsovo číslo pro hydr. hadici „15“
Re_{16}	[-]	Reynoldsovo číslo pro hydr. hadici „16“
R_n	[m]	Rozvor náprav
S_{13}	[m ²]	Průtočná plocha hydraulické hadice „13“
S_{19}	[m ²]	Průtočná plocha hydraulické hadice „19“
S_{15}	[m ²]	Průtočná plocha hydraulické hadice „15“
S_{16}	[m ²]	Průtočná plocha hydraulické hadice „16“
S_{CH}	[m ²]	Teplosměnná plocha chladiče
S_P	[m ²]	Teplosměnná plocha hydraulických hadic
t_0	[°C]	Teplota okolí
v_{13}	[m/s]	Rychlost v hydraulické hadici „13“
v_{19}	[m/s]	Rychlost v hydraulické hadici „19“
v_{15}	[m/s]	Rychlost v hydraulické hadici „15“
v_{16}	[m/s]	Rychlost v hydraulické hadici „16“

V_{ghg}	[cm ³ /ot]	Geometrický objem hydrogenerátoru
V_{ghm}	[cm ³ /ot]	Geometrický objem hydromotoru
v_i	[m/s]	Rychlost v jedn. částech hydr. potrubí
v_{prac}	[km/h]	Pracovní rychlost stroje
$v_{přep}$	[km/h]	Převodní rychlost stroje
$x_{1=A}$	[m]	Vzdálenost těžiště stroje od přední nápravy
$x_{2=B}$	[m]	Vzdálenost těžiště stroje od zadní nápravy
x_T	[m]	Poloha těžiště stroje
α	[°]	Úhel stoupání stroje
α_{00}	[°]	Startovací úhel stoupání stroje
α_k	[W/(m ² K)]	Součinitel přestupu tepla na vnější straně
α_k	[W/(m ² K)]	Konvektivní složka součinitele přestupu tepla
α_s	[W/(m ² K)]	Sálavá složka součinitele přestupu tepla
α_0	[W/(m ² K)]	Součinitel přestupu tepla na vnější straně
α_T	[W/(m ² K)]	Teoretický úhel stoupání stroje
Δp_{L0}	[Pa]	Délkové ztráty v okruhu při 0 °C
Δp_L	[Pa]	Délkové ztráty v okruhu
Δp_{L10}	[Pa]	Dél. ztráty v okruhu při jízdě stroje 10 km/h
Δp_{L15}	[Pa]	Délkové ztráty v okruhu při 15 °C
Δp_{L2} km/h	[Pa]	Délkové ztráty v okruhu při jízdě stroje 2 km/h
Δp_M	[Pa]	Místní ztráty v okruhu
ξ_M	[-]	Ztrátový koeficient místních ztrát
λ	[-]	Ztrátový koeficient délkových ztrát
λ_{13}	[-]	Ztrátový koef. dél. ztrát pro hadici „13“
λ_{19}	[-]	Ztrátový koef. dél. ztrát pro hadici „19“
λ_{15}	[-]	Ztrátový koef. dél. ztrát pro hadici „15“
λ_{16}	[-]	Ztrátový koef. dél. ztrát pro hadici „16“
ν	[m ² /s]	Kinematická viskozita
η_{HG}	[-]	Účinnost hydrogenerátoru
η_{HM}	[-]	Účinnost hydromotoru
ρ	[kg/m ³]	Hustota hydraulického oleje

σ_{d1}	[m]	Poloměr přední nápravy
σ_{d2}	[m]	Poloměr zadní nápravy
τ	[s]	Čas

Seznam obrázků

Obrázek 1: Tahačový vibrační válec [2].....	13
Obrázek 2:Svahové dostupnosti [3].....	14
Obrázek 3: Umístění budiče vibrací v běhounu [3].....	15
Obrázek 4: Ilustrace zadní nápravy.....	19
Obrázek 5:Funkční schéma pojezdu-konkurent 1.....	20
Obrázek 6: Rozdílné polohy uložení spalovacího motoru [3].....	21
Obrázek 7: Dělič průtoku RTM [8].....	22
Obrázek 8: Funkční schéma pojezdu: Ammann.....	23
Obrázek 9: Diferenciál No Spin [8].....	24
Obrázek 10:Funkční schéma pojezdu-konkurent 2.....	25
Obrázek 11:Funkční schéma pojezdu-nové řešení.....	27
Obrázek 12: Závislost tlakové ztráty na průtoku RTM modul [9].....	29
Obrázek 13: Závislost přesnosti dělení na průtoku RTM modul [9].....	29
Obrázek 14:Tlakové poměry na dělič průtoku.....	30
Obrázek 15:Teoretický silový rozbor působící na stroj při jízdě do kopce.....	32
Obrázek 16: Výpočet polohy těžiště stroje.....	34
Obrázek 17:Změna vzdálenosti těžiště od náprav při jízdě stroje do kopce.....	35
Obrázek 18: Výpočet normálových sil.....	36
Obrázek 19: Výpočet vyvoditelné síly působící na přední nápravu.....	37
Obrázek 20: Výpočet vyvoditelné síly působící na zadní nápravu.....	38
Obrázek 21: Valivý odpor [20].....	39
Obrázek 22:Výpočet maximálního teoretického úhlu stoupání.....	41
Obrázek 23: Závislost výsledné stoupavosti stroje na počtu iterací výpočtu.....	42
Obrázek 24: Regulace hydrogenerátorů pojezdu.....	49
Obrázek 25: Hydraulické schéma nově navržené koncepce.....	56
Obrázek 26: Měření závislosti otáček hydromotoru chlazení na teplotě oleje uvnitř hydraulického okruhu.....	62
Obrázek 27: Proložená závislost teploty hydraulického oleje na čase 1. část.....	63
Obrázek 28: Proložená závislost teploty hydraulického oleje na čase 2. část.....	63
Obrázek 29: Křivka ohřevu hydraulického okruhu.....	66
Obrázek 30: Křivka ochlazení hydraulického okruhu.....	67
Obrázek 31: Hydrotechnik Multisystem 5060 Plus [12].....	69
Obrázek 32: Snímač tlaku.....	70
Obrázek 33: Funkce turbínového průtokoměru - upraveno z [15].....	71
Obrázek 34: Teplotní čidlo.....	72
Obrázek 35: Sklonoměr [16].....	73
Obrázek 36: Použitá měřicí technika.....	74
Obrázek 37: Použitá měřicí technika č.2.....	74
Obrázek 38: Příprava stroje s RTM.....	75
Obrázek 39:Příprava stroje s RTM č.2.....	76
Obrázek 40: Hydraulické schéma okruhu pojezdu s popisem komponent - sériový stroj [1].....	76

Obrázek 41: Hydraulické schéma okruhu pojezdu s popisem měřicích míst - sériový stroj	77
Obrázek 42: Stoupání stroje bez RTM.....	78
Obrázek 43: Stoupání bez RTM č.2.....	79
Obrázek 44: Mezní okamžik ztráty trakce na přední nápravě - průtoky.....	79
Obrázek 45: Mezní okamžik ztráty trakce na přední nápravě - tlaky	80
Obrázek 46: Stoupání stroje s RTM modulem	81
Obrázek 47: Maximální ztrátový výkon	81
Obrázek 48: Průběh průtoků na kolech bez RTM	82
Obrázek 49: Ztrátový výkon	83
Obrázek 50: Osazení prototypového stroje.....	84
Obrázek 51: Osazení prototypového stroje č.2	84
Obrázek 52: Hydraulické schéma s označením komponent prototypového stroje	85
Obrázek 53: Hydraulické schéma se zobrazením měřicích míst na prototypovém stroji..	86
Obrázek 54: Stoupání 45% prototypový stroj.....	87
Obrázek 55: Průběhy průtoků při jízdě po rovině.....	88
Obrázek 56: Výjezd stroje do svahu 55 % - 1 km/h	88
Obrázek 57: Výjezd stroje do svahu 55 % - 4 km/h	89
Obrázek 58: Výjezd na 60 % svah.....	90

Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní parametry tahačového válce ASC 110 [2].....	17
Tabulka 2: Základní parametry děliče průtoku [9]	28
Tabulka 3: Parametry hydromotoru zadní nápravy [22].....	44
Tabulka 4: Parametry hydromotoru přední nápravy [22]	45
Tabulka 5: Parametry planetové převodovky – kolo [24]	46
Tabulka 6: Parametry planetové převodovky - běhoun [23]	46
Tabulka 7: Výchozí parametry pro hydrogenerátor pojezdu - přepravní rychlost [21] [1].....	49
Tabulka 8: Parametry hydrogenerátoru pojezdu [21]	51
Tabulka 9: Parametry výplachového bloku [19].....	52
Tabulka 10: Parametry bloku brzdy [30]	53
Tabulka 11: Parametry děliče průtoku [25] [26].....	53
Tabulka 12: Charakteristiky hydraulického oleje Valar Atea 46 [18].....	54
Tabulka 13: Filtr v nízkotlaké větvi [27]	55
Tabulka 14: Sací filtr [28].....	55
Tabulka 15: Vstupní parametry pro výpočet místních ztrát [31].....	57
Tabulka 16: Vstupní hodnoty pro výpočet hydraulických ztrát [18].....	58
Tabulka 17: Vstupní hodnoty pro výpočet délkových ztrát pro 60 °C [18]	58
Tabulka 18: Výsledné hodnoty pro rychlost 2 km/h.....	59
Tabulka 19: Výsledné hodnoty pro rychlost 10 km/h.....	59
Tabulka 20: Vstupní hodnoty pro výpočet délkových ztrát při 15 °C [18] [26].....	60
Tabulka 21: Vstupní hodnoty pro výpočet délkových ztrát při 0 °C [18] [26].....	60
Tabulka 22: Odečtené hodnoty z měření teploty hydraulického oleje v závislosti na otáčkách hydromotoru chlazení	62
Tabulka 23: Vstupní hodnoty pro výpočet pasivního součinitele prostupu tepla [33]	64
Tabulka 24: Vstupní hodnoty pro výpočet součinitele prostupu tepla	65
Tabulka 25: Výsledné hodnoty součinitele prostupu tepla	65
Tabulka 26: Výsledné hodnoty pro křivku ohřevu hydraulického okruhu	65
Tabulka 27: Vstupní hodnoty pro křivku chlazení.....	66
Tabulka 28: Výsledné hodnoty pro křivku chlazení	67
Tabulka 29: Charakteristika Multisystem 5060 Plus [12]	70
Tabulka 30: Charakteristické hodnoty tlakových sond [14].....	70
Tabulka 31: Charakteristické hodnoty průtokoměru 1 [15].....	71
Tabulka 32: Charakteristické hodnoty průtokoměru 2 [15].....	71
Tabulka 33: Charakteristické hodnoty teplotního čidla [14]	72
Tabulka 34: Charakteristické hodnoty snímače sklonu [16].....	72