



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

SYNCHRONIZOVANÉ ŘÍZENÍ DVOU BĚHOUNŮ VIBRAČNÍHO VÁLCE ARP95

DOUBLE DRUM SYNCHRONIZED CONTROL OF HYDRAULIC VIBRATORY ROLLER ARP95

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Novák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Roman Klas, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Martin Novák**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Roman Klas, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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 bakalářské práce:

Synchronizované řízení dvou běhounů vibračního válce ARP95

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Aktuální provedení stroje ARP95 vykazuje nedostatečné synchronní řízení, bakalářská práce by se proto s ohledem na tuto skutečnost měla zabývat studiem jednotlivých komponent vibračního válce formou literární rešerše a analýzou naměřených dat na reálném zařízení. Mělo by tak být lépe porozuměno činnosti stroje a jeho případným nedostatkům.

Cíle bakalářské práce:

Student v bakalářské práci provede literární rešerši a uskuteční popis jednotlivých komponent a prvků souvisejících s problematikou konstrukčního řešení stroje ARP95. Následně zpracuje a vyhodnotí experimentální data, z nichž učiní závěry o možné úpravě hydraulického bloku řízení. Samotné alternativní řešení bloku řízení však již nebude součástí této práce.

Seznam literatury:

PIVOŇKA, Josef et al. Tekutinové mechanismy. Praha: SNTL, 1987. 623 s.

ARP95 Tandemový válec. Návod k obsluze: Edice 04/2016 CZ. Lagenthal: Amman Unternehmungen,

©2016. 194 s.

AMMANN CZECH REPUBLIC. Firemní archiv přednášek ze seminářů Bosch-Rexroth.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L.S.

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

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

Abstrakt

NOVÁK Martin: Synchronizované řízení dvou běhounů vibračního válce ARP 95

Práce předkládá řešení problému synchronizovaného řízení tandemového vibračního silničního válce ARP 95. Při vývoje tohoto stroje byla zjištěna nedostatečná synchronizace obou běhounů. Výše popsaný problém byl řešen postupnými úpravami bloku řízení. K odstranění problému vedlo správné vyhodnocení naměřených dat a pochopení chování stroje. Hlavním výsledkem bakalářské práce je odstranění nesynchronního chování obou běhounů, díky němuž bylo dosaženo maximální výsledné výchylky mezi oběma běhouny $0,2^\circ$. Synchronní řízení je velmi důležité při úpravě asfaltového povrchu silnic v okolí obrubníků a v současné době má stroj ARP 95 společnosti AMMANN nejpřesnější řízení na trhu.

Klíčová slova: vibrační válec, ARP 95, synchronizované řízení, hydraulika, brzdící ventil, tlaková váha

Abstract

NOVÁK Martin: Double drum synchronized control of hydraulic vibratory roller ARP 95

This thesis presents solution of synchronized two smooth drum steering of tandem vibratory roller ARP 95. During the development of this machine was found insufficient synchronization of two drums. The above-described problem was solved by modifying the steering block. The correct evaluation of data measurement and understanding of the machine behaviour led to elimination of the problem. The main result of this thesis is elimination of unsynchronized behavior of two drums. Thanks to this was achieved maximum deviation between two drums $0,2^\circ$. Synchronized steering is very important for modifying the surface of the asphalt roads around the sidewalks and currently the machine ARP 95 produced by AMMANN is the top of the market when it comes to the synchronized steering.

Keywords: vibratory roller, ARP 95, synchronized steering, hydraulics, overcentre valve, pressure compensator

Bibliografická citace

NOVÁK, Martin. *Synchronizované řízení dvou běhounů vibračního válce ARP 95*. Brno, 2017. 53. Bakalářská 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 bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího bakalářské práce.

V Brně dne 25.05.2017

.....

Podpis

Poděkování

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

OBSAH

Úvod	11
1 Základní typy silničních vibračních válců	12
1.1 Tahačový silniční vibrační válec	12
1.2 Tandemový silniční vibrační válec	16
1.3 Pneumatikový silniční válec	19
2 Hydraulické okruhy vibračního tandemového páteřového válce ARP 95	22
2.1 Hydraulický okruh pojezdu	22
2.1.1 Hydrogenerátor pojezdu	23
2.1.2 Hydromotor pojezdu	24
2.1.3 Dělič průtoku	26
2.2 Hydraulický okruh vibrace	26
2.2.1 Hydrogenerátor vibrace	28
2.2.2 Hydromotor vibrace	29
2.3 Hydraulický okruh řízení	31
2.3.1 Hydrogenerátor řízení	33
2.3.2 Hydromotor řízení	34
2.3.3 Blok řízení	35
3 Zpracování měření	36
3.1 Úvod do problematiky	36
3.2 Měřicí pomůcky	36
3.3 Původní měření	38
3.3 Teorie bloku řízení	40
3.3.1 Tlakové váhy	40
3.3.2 Brzdící ventily	41
3.3.3 Prioritní ventil	41
3.4 Výsledné měření	42
3.5 Kinematika stroje	45
Závěr	46
Seznam použitých zdrojů	47
Seznam použitých symbolů a zkratk	49
Seznam obrázků	51

Seznam tabulek 53

Úvod

Tato práce se v první části zabývá přehledem nejběžnějších typů silničních válců. V druhé části jsou podrobně zpracovány jednotlivé hydraulické okruhy stroje ARP 95 jak z hlediska funkčnosti, tak i popisu nejdůležitějších komponent. V závěrečné části se práce zabývá samotným problémem nesynchronizovaného řízení, kde je problém nejdříve vysvětlen teoreticky a poté je zpracováno i reálné řešení.

Silniční vibrační válec je stavební stroj určený pro hutnění povrchů silnic. Je používán pro hutnění jak asfaltových, tak i zeminových povrchů.

Hutnění je technologie, jejíž cílem je zvýšení hustoty materiálu. Výsledkem tohoto procesu je zvýšení únosnosti, těsnosti, omezení propustnosti vody a zlepšení mechanických vlastností zeminy a tím i stability silnice. Zhutnitelnost asfaltové směsi je ovlivněna zejména druhem kameniva, obsahem pojiva a maximální velikostí zrna. Silniční válce byly poprvé použity na počátku 20. století. První motorem poháněný válec na světě byl postaven firmou HAMM v roce 1911. První stroje díky své značné hmotnosti zajišťovali pouze statické hutnění zeminy. Krátce po druhé světové válce vznikaly nové techniky, které podstatně zlepšili možnosti a kvalitu v oblasti výstavby silnic a na trh se poprvé dostali vibrační silniční válce. Při stejné hmotnosti dosahují trojnásobku až čtyřnásobku hutnicího výkonu statického silničního válce. Postupem času se stavby silnic značně zdokonalovaly. Začaly se rozvíjet různé konstrukční provedení jako např.: tandemový silniční válec, tahačový válec a pneumatikový silniční válec. Všechny kategorie se dnes vyskytují v hmotnostním rozmezí 1-28 tun.

Při vývoji dnešních typů se hledí na ekologii, design a na zvýšení účinnosti. Vývoj budoucích typů silničních válců bude závislý zejména na vývoji materiálů, které se budou používat pro silniční stavby. Obecně se dá říct, že se budou vyvíjet stále důmyslnější vibrační mechanismy, jakým je např. oscilační vibrační účinek, který předchází porušení povrchových vrstev asfaltu. Z hlediska zvyšování účinnosti hutnění se budou zdokonalovat inteligentní systémy hutnění. S jistotou se bude vyvíjet i mechanismus rekuperace energie. V neposlední řadě musí výrobci hledět na neustále se zpřísňující emisní limity.

1 Základní typy silničních vibračních válců

1.1 Tahačový silniční vibrační válec

Tahačový silniční válec je vpředu vybaven hladkým nebo ježkovým vibračním běhounem, vzadu poháněnou pneumatikovou nápravou a uprostřed stroje se nachází kabina pro obsluhu. Řízení stroje je zprostředkováno středovým kloubem. Pohon stroje, vibrační systém, řízení i chlazení stroje je řešeno pomocí hydraulických okruhů. Tento typ stroje je vhodný pro hutnění všech druhů zemin i kameniva a pro střední až velké konstrukce v oblasti dopravního a pozemního stavebnictví. Nesmí být použit pro dokončovací úpravy asfaltových povrchů. Stroj je používán například při hutnění nejspodnějších vrstev silnic a při odvodňování základních vrstev silnice pomocí speciálního ježkového běhounu. Tahačové válce jsou vyráběny v hmotnostním rozmezí 3-25 tun. Mezi výhody tohoto stroje patří jeho velký hutnicí výkon a velký hloubkový hutnicí účinek, jeho dostupnost v téměř všech hmotnostních kategoriích a možnost použití při práci s radlicí. Hlavními výrobci tohoto typu jsou firmy AMMANN, HAMM, Bomag a Dynapac. Ceny strojů se pohybují od 0,5 po 2 miliony Kč a závisí zejména na hmotnosti stroje a jeho doplňkové výbavě. [2]

Tahačový silniční vibrační válec s hladkým běhounem lze použít pro následující výšky zemin:

- Jílová zemina
 - 300 mm
- Hlinitá zemina
 - 500 mm
- Smíšené zeminy
 - 700 mm
- Písečné a štěrkové zeminy
 - 800 mm
- Kamenité zeminy
 - 1200 mm



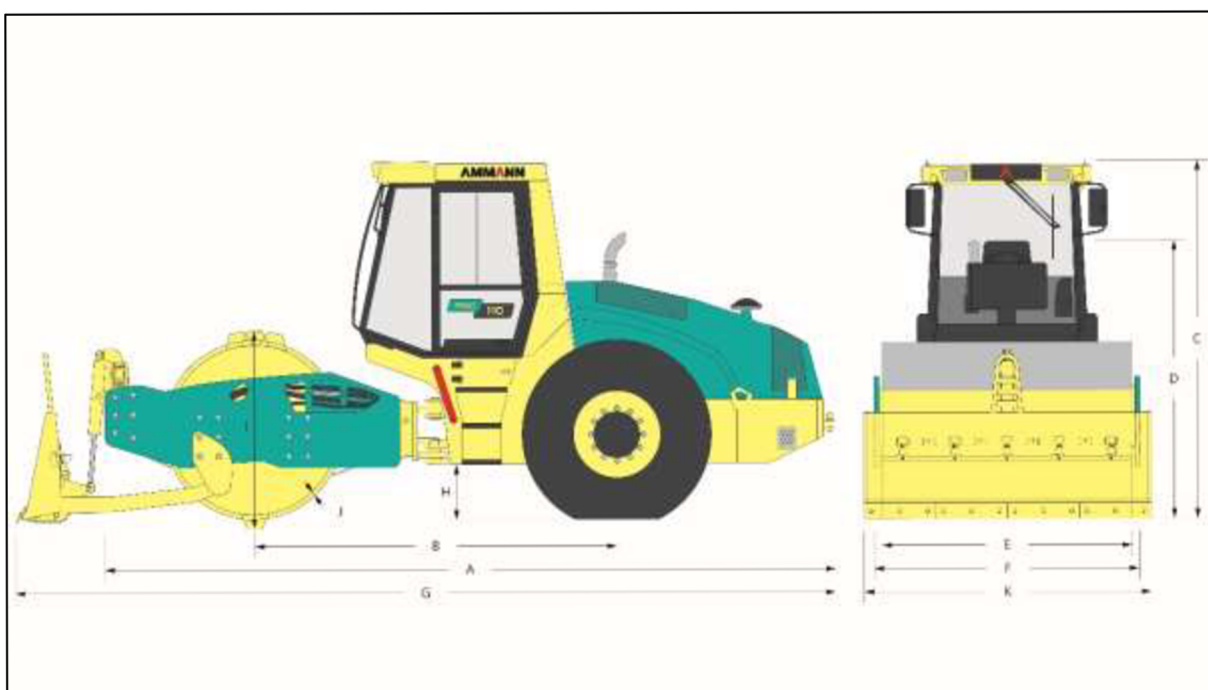
Obrázek 1: Oblast použití tahačového silničního válce s hladkým běhounem

Tahačový silniční vibrační válec s ježkovým běhounem lze použít pro následující výšky zemin:

- Jílová zemina
 - 350 mm
- Hlinitá zemina
 - 500 mm
- Smíšené zeminy
 - 700 mm



Obrázek 2: Oblast použití tahačového silničního válce s ježkovým běhounem



Obrázek 3: Rozměrové schéma tahačového silničního válce

Legenda:

- A – Délka stroje
- B – Délkastroje mezi osami náprav
- C – Výška stroje
- D – Výška stroje po pracoviště obsluhy
- E – Pracovní šířka stroje

- F – Maximální šířka stroje
- G – Délka stroje s radlicí
- H – Výška středového prostoru
- J – Tloušťka běhounu
- K – Šířka stroje s radlicí



Obrázek 4: Tahačový válec s ježkovým běhounem



Obrázek 5: Tahačový válec s hladkým běhounem

Hydraulický okruh pojezdu je řešen jako uzavřený hydraulický okruh a je tvořen komponentami:

- Axiální pístový hydrogenerátor pojezdu
- Dělič průtoku = Mezikolová nebo mezinápravová uzávěrka
- Dva axiální pístové hydraulické motory umístěné v kolech a jeden axiální hydraulický motor pro pohon běhounu
- Tři redukční planetové jednorychlostní převodovky pro převod vysokých otáček hydraulických motorů na nízké otáčky kol pro běžné pracovní použití

Hydraulický okruh vibrace je řešen jako uzavřený hydraulický okruh a je tvořen komponentami:

- Axiální pístový hydrogenerátor vibrace

- Jeden axiální pístový hydraulický motor pro pohon dvoustupňového budiče vibrací
- Dvoustupňový budič vibrací

Hydraulický okruh řízení je řešen jako otevřený hydraulický okruh a je tvořen komponentami:

- Hydraulická nádrž
- Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením
- Blok řízení
- Dva lineární hydraulické motory

Tabulka 1.1 Základní vlastnosti tahačových silničních válců:

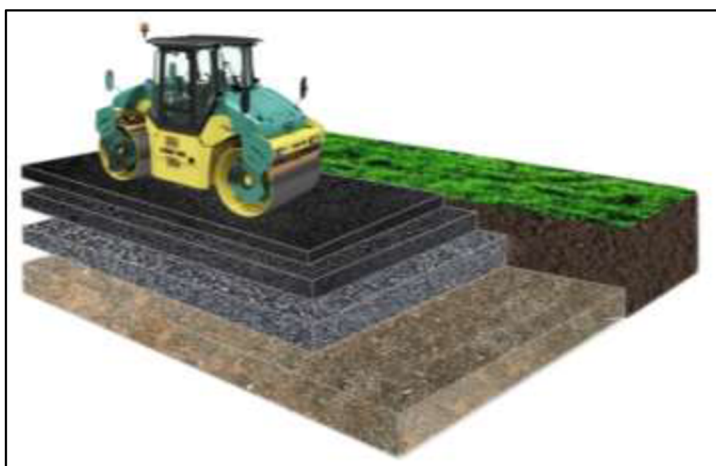
Hmotnost m [t]	2 – 25
Amplituda A [mm]	2 / 1
Frekvence f [Hz]	29 / 35
Výhody	Hutnicí účinek, odolnost, stoupavost
Nevýhody	Pouze zeminové povrchy

1.2 Tandemový silniční vibrační válec

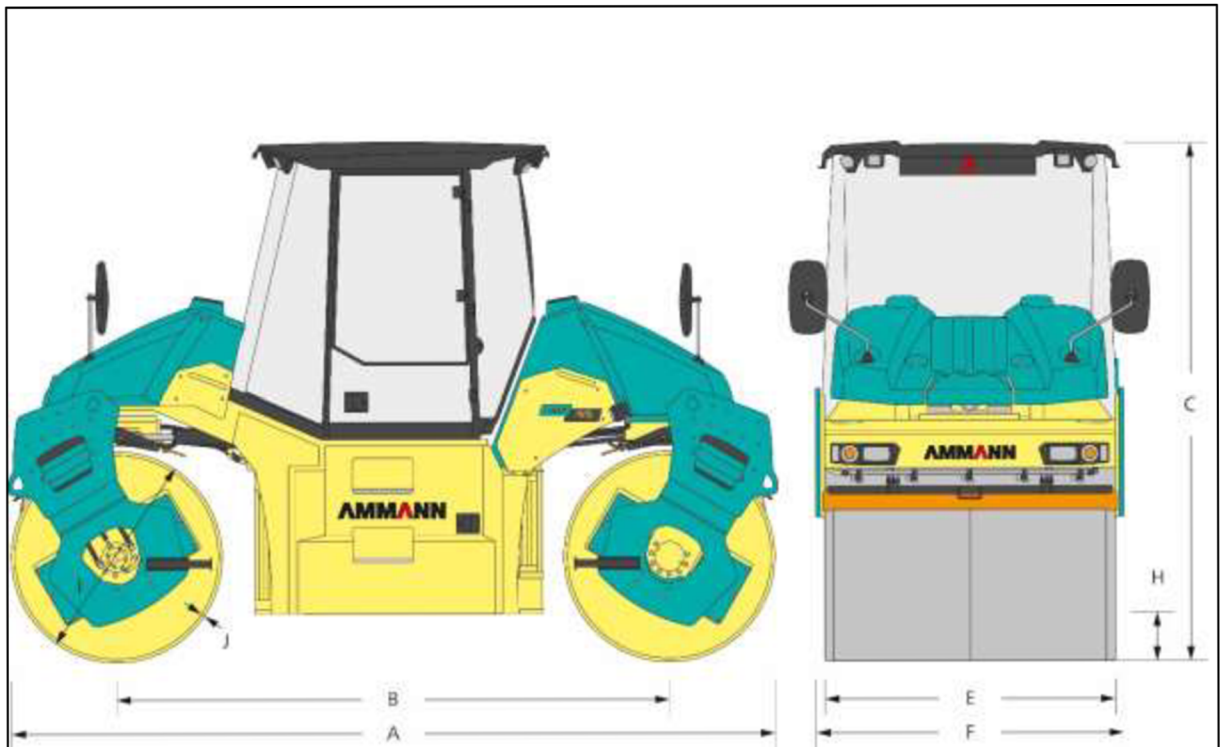
Tandemový silniční válec je tvořen dvěma hladkými ocelovými běhouny a ve středovém prostoru je uložen spalovací motor, hydrogenerátory a chladič. Nad motorovým prostorem je uložena kabina. Pohon stroje je realizován spalovacím motorem, který přenáší točivý moment na hydrogenerátory pojezdu, vibrace a řízení. Hydraulický olej je poté distribuován hydraulickými hadicemi k příslušným hydromotorům, které zajišťují pojezd, vibraci a řízení stroje. Válce jsou určeny pro hutnicí práce středního a většího rozsahu v dopravním a pozemním stavitelství. Stroj je používán výhradně na finální úpravy asfaltových povrchů. Válec není možné použít pro hutnění hlinitých a jílovitých materiálů. Stroje jsou vyráběny v hmotnostním rozmezí 7 až 11 tun. Velkou výhodou tohoto stroje je možnost nastavení tzv. Crab mode. Stroj v tomto režimu rozšíří stopu pomocí lineárních hydromotorů řízení /omezí se úhel řízení/ a je tak možné upravovat povrch silnice ve větší šířce než je základní pracovní šířka stroje. Nevýhodou těchto strojů je možnost použití pouze pro asfaltové povrchy. Hlavními výrobci tohoto typu jsou firmy AMMANN, HAMM, Bomag a Dynapac. Ceny strojů se pohybují od 1 po 2,5 miliony Kč a závisí zejména na hmotnosti stroje a jeho doplňkové výbavě. [2]

Tandemový silniční vibrační válec lze použít pro následující výšky zemin:

- Asfaltové směsi
 - 140 mm
- Hydraulicky stmelené směsi
 - 200 mm
- Smíšené zeminy
 - 300 mm
- Písečné a štěrkové zeminy
 - 400 mm



Obrázek 6: Oblasti použití tandemového silničního válce



Obrázek 7: Rozměrové schéma tandemového silničního válce

Legenda:

- A – Délka stroje
- B – Délka stroje mezi osami náprav
- C – Výška stroje
- E – Pracovní šířka stroje
- F – Maximální šířka stroje
- H – Výška středové části
- J – Tloušťka běhounu



Obrázek 8: Páteřový tandemový silniční válec



Obrázek 9: Kloubový tandemový silniční válec

Hydraulický okruh pojezdu je řešen jako uzavřený hydraulický okruh a je tvořen komponentami:

- Axiální pístový hydrogenerátor pojezdu
- Dělič průtoku = Mezinápravová a mezikolová uzavěrka
- Čtyři radiální pístové hydraulické motory umístěné v běhounech

Hydraulický okruh vibrace je řešen jako uzavřený hydraulický okruh a je tvořen komponentami:

- Dva axiální pístové hydrogenerátory vibrace, každý pro jeden běhoun
- Dva axiální pístové hydraulické motory pro pohon dvoustupňových budičů vibrace, každý se nachází v jednom běhounu
- Dva dvoustupňové budiče vibrací, každý se nachází v jednom běhounu

Hydraulický okruh řízení je řešen jako otevřený hydraulický okruh a je tvořen komponentami:

- Hydraulická nádrž
- Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením
- Blok řízení
- Dva lineární hydraulické motory

Tabulka 1.2 Základní vlastnosti tandemových silničních válců:

Hmotnost m [t]	7 - 11
Amplituda A [mm]	0,6 / 0,25
Frekvence f [Hz]	42 / 55
Výhody	Manévrovatelnost, výkon, komfort
Nevýhody	Pouze asfaltové povrchy

1.3 Pneumatikový silniční válec

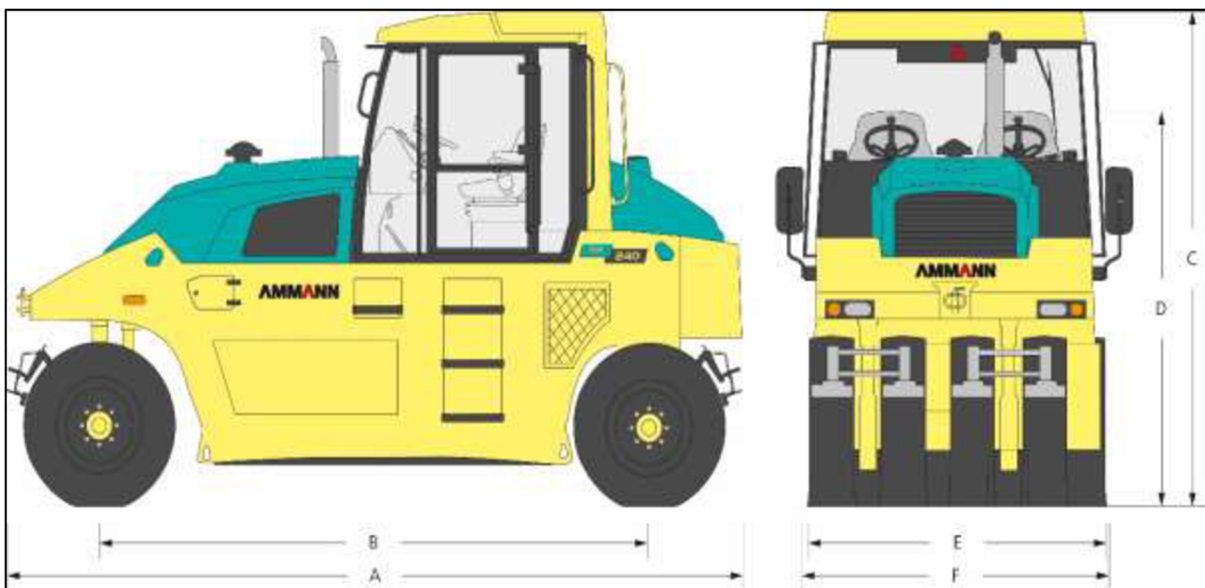
Pneumatikový silniční válec je tvořen dvěma pneumatikovými nápravami. Uprostřed stroje je umístěna kabina spolu s hnacím ústrojím stroje. Každou nápravu tvoří čtyři hladké pneumatiky. Zadní náprava je hnací a brzděná, přední je říditelná. Pohon stroje může být realizován buď mechanicky, nebo hydraulicky. Mechanický pohon je tvořen spalovacím motorem, převodovkou, kloubovým hřídelem a diferencíálem, sestupnými převody a pneumatikami, které následně uvádí tak stroj do pohybu. Hydraulický pohon je řešen pomocí spalovacího motoru, hydrogenerátoru pojezdu, který dopravuje hydraulický olej ke dvěma axiálním pístovým hydraulickým motorům, a reduktorům s pneumatikami, které uvádějí stroj do pohybu. Pneumatikové silniční válce jsou používány pro asfaltové i jílovité povrchy silnic. Je možné je použít pro hutnicí práce středního a většího rozsahu v dopravním a pozemním stavitelství. Základní hmotnost stroje je 7 tun. Různé druhy podloží však vyžadují odlišné hutnicí účinky a proto je možno válec osadit přídatnými zátěžemi až do hmotnosti 24 tun. Jeho nevýhodou je omezená trakce mimo zpevněné povrchy způsobená nutně pro hutnění použitými pneumatikami bez vzorku. Hlavními výrobci tohoto typu jsou firmy AMMANN, HAMM, Bomag a Dynapac. Cena tohoto stroje je přibližně dva miliony Kč, přičemž závisí zejména na doplňkové výbavě. [2]

Pneumatikový silniční válec lze použít pro následující výšky zemin:

- Asfaltové směsi
 - 120 mm
- Hydraulicky stmelené směsi
 - 150 mm
- Smíšené zeminy
 - 200 mm
- Písečné a štěrkové zeminy
 - 250 mm



Obrázek 10: Oblast použití pneumatikového silničního válce



Obrázek 11: Rozměrové schéma pneumatikového silničního válce

Legenda:

- A – Délka stroje
- B – Délka stroje mezi osami náprav
- C – Výška stroje
- D – Výška stroje po pracoviště obsluhy
- E – Pracovní šířka stroje
- F – Maximální šířka stroje



Obrázek 12: Pneumatikový silniční válec

Hydraulický okruh řízení je řešen jako otevřený hydraulický okruh a je tvořen komponentami:

- Hydraulická nádrž
- Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením

- Servořízení
- Jeden lineární hydraulický motor

U stroje s hydraulickým systémem pojezdu je hydraulický okruh řešen jako uzavřený a je tvořen komponentami:

- Axiální pístový hydrogenerátor pojezdu
- Dva axiální pístové hydraulické motory

Tabulka 1.3 Základní vlastnosti pneumatikových silničních válců:

Hmotnost m [t]	7 - 28
Amplituda A [mm]	-
Frekvence f [mm]	-
Výhody	Vysoký statický hutnicí účinek
Nevýhody	Menší hloubkový dosah hutnění

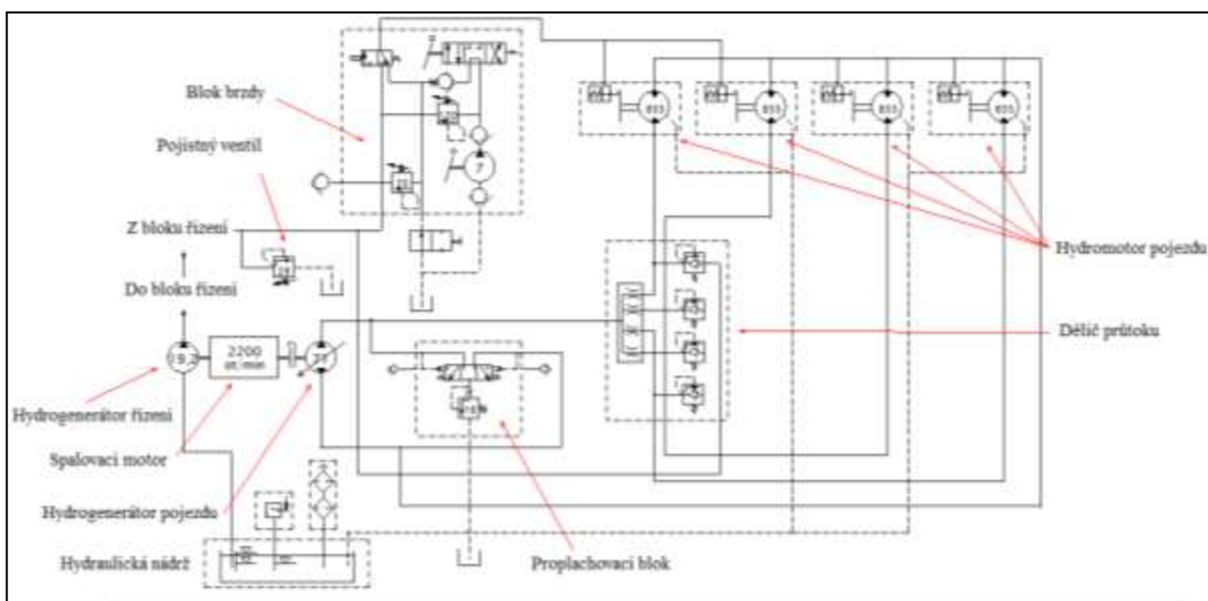
2 Hydraulické okruhy vibračního tandemového páteřového válce ARP 95

Popis stroje je uveden v kapitole 1.2 Tandemový silniční válec.

2.1 Hydraulický okruh pojezdu

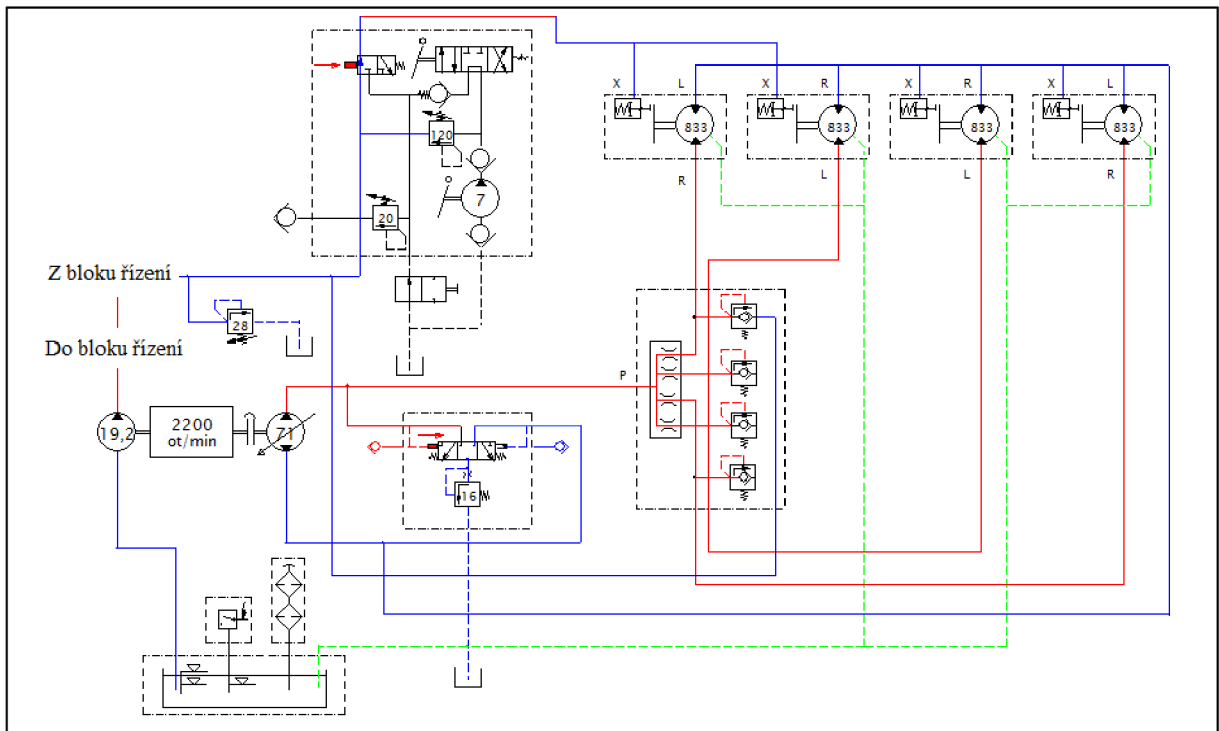
Hydraulický okruh pojezdu slouží k pohybu stroje vpřed nebo vzad. Je řešen jako uzavřený¹. Obrázek 13 názorně zobrazuje schéma hydraulického okruhu pojezdu a jeho hlavní komponenty. Obrázek 14 zobrazuje sekce vysokého a nízkého tlaku při pohybu stroje vpřed.

Axiální pístový hydrogenerátor s pomocí naklonění desky uvnitř hydrogenerátoru zvyšuje průtok a nepřímo tlak v systému a distribuuje hydraulický olej k děliči průtoku. V děliči průtoku je průtok rozdělen na čtyři části bez závislosti na externím jízdním odporu běhounu. Jednotlivé části průtoku poté pokračují do 4 radiálních pístových hydromotorů a uvádějí tak stroj do pohybu. Za hydromotory je olej sveden do jednoho vedení a je zpět veden do čerpadla (zpětná – odlehčená- část vysokotlakového okruhu). Tím je uzavřený okruh dokončen. Hodnoty tlaků v okruhu se pohybují v závislosti na jízdním odporu a rychlosti stroje mezi hodnotami 60 – 450 barů. [2]



Obrázek 13: Schéma hydraulického okruhu pojezdu s označením komponent [3]

¹ Uzavřený hydraulický okruh znamená, že hydraulický olej je veden pouze mezi hydrogenerátorem a hydromotorem. Kapalína se po vykonání práce vrací zpět do hydrogenerátoru. Pro doplnění oleje do okruhu slouží doplňovací čerpadlo. Výhodou je menší spotřeba energie, nevýhodou vyšší zahřívání kapaliny. Proto je nezbytné do okruhu přidat chlazení a proplachovací ventil. Typické okruhy pro pojezdy strojů.



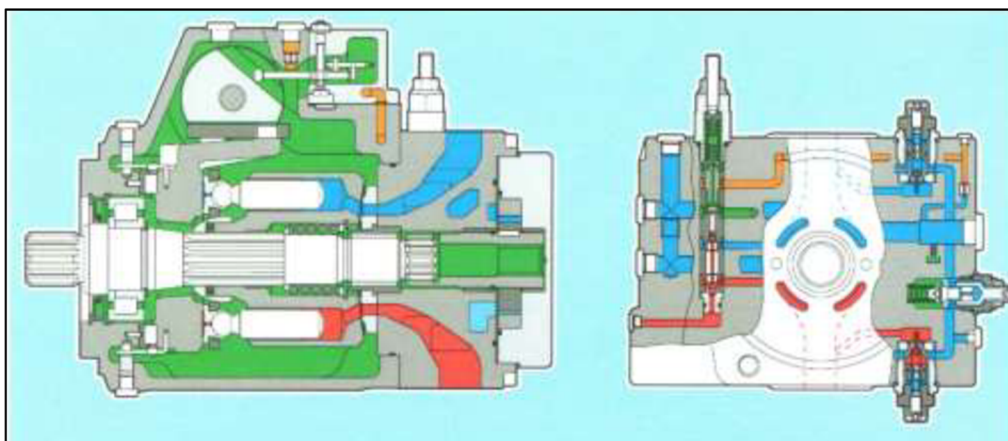
Obrázek 14: Schéma hydraulického okruhu pojezdu s vyznačenými sekcemi vysokého a nízkého tlaku při pohybu stroje vpřed [3]

2.1.1 Hydrogenerátor pojezdu

V okruhu pojezdu stroje je použit hydrogenerátor A4VG od firmy Bosch Rexroth. Jedná se o proporcionálně regulovatelný axiální pístový hydrogenerátor s externím vstupem pro doplňovací tlak². Součástí jsou pevně nastavené vysokotlaké pojistné ventily pro ochranu před tlakovými špičkami.

Výtlač čerpadla je proporcionálně nastavitelný mezi hodnotami 0 – 100% . Hodnoty jsou řízeny proporcionálně proudem přiváděným na cívky proporcionálního rozvaděče z řídicí jednotky stroje. Elektrický proud je poté elektromagnetem převeden na sílu, která působí na šoupátko v ovládacím rozvaděči. Šoupátkem je olej směřován do servopístu hydrogenerátoru tak, aby bylo dosaženo požadovaného náklonu desky a tím i výtlačku hydrogenerátoru. Zpětná vazba je řešena mechanicky, pákou mezi nakláněcí deskou uvnitř hydrogenerátoru a šoupátkem elektromagnetu. [1, 3]

² Doplňovací (ovládací) tlak je určité množství oleje, které je výstupem z bloku řízení. V hydrogenerátorech pojezdu a vibrace je redukováno na jmenovitý tlak 28, respektive 26 bar. Slouží pro přestavování regulační desky a ovládání v hydrogenerátorech pojezdu a vibrace, doplňování úniků oleje ze systému. Je použit také pro ovládání proplachovacího ventilu pro výměnu a chlazení oleje z nízkotlaké větve okruhu pojezdu. U stroje je používán i pro odbrždění.



Obrázek 15: Konstrukce a provedení hydrogenerátoru A4VG

Tabulka 2.1 Technické parametry hydrogenerátoru pojezdu:

Geometrický objem V_g [cm^3 / ot]	71
Jmenovitý tlak p_{nom} [bar]	400
Maximální tlak p_{max} [bar]	450
Minimální otáčky n_{min} [$\text{ot} / \text{min}^{-1}$]	500
Maximální otáčky n_{max} [$\text{ot} / \text{min}^{-1}$]	3600
Točivý moment při jm. tlaku T_n [Nm]	452
Hmotnost m [kg]	50

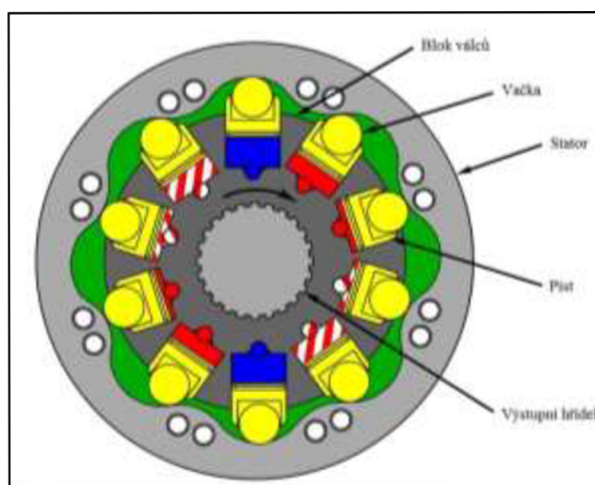
Charakteristické rovnice:

$$Q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \text{ [l/min]} \quad (1)$$

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{\pi \cdot \eta_{hm}} \text{ [Nm]} \quad (2)$$

2.1.2 Hydromotor pojezdu

V okruhu pojezdu jsou použity čtyři radiální pístové hydromotory MK09 od firmy Poclain. Radiální pístový hydromotor má křivkovou dráhu pro písty, která umožňuje několikanásobný zdvih každého pístu během jedné otáčky. Tento typ hydromotoru je používán pro nízké až střední otáčky a rozsah tlaku až 450 bar. Na rozdíl od axiálních pístových hydromotorů, které mají vysoké otáčky, lze radiální pístový hydromotor pro pojezd stroje použít bez mechanické redukční převodovky. Tento typ hydromotoru je vybaven parkovací více lamelovou negativní pružinovou brzdou, která zajišťuje klidovou polohu a alternativně také se senzorem otáček. [1, 8]



Obrázek 16: Konstrukce hydromotoru MK09



Obrázek 17: Hydromotor MK09

Tabulka 2.2 *Technické parametry hydromotoru pojezdu:*

Maximální výtlač V_{out} [cm³ / ot]	1000
Maximální tlak p_{max} [bar]	400
Maximální otáčky n_{max}[ot/ min⁻¹]	100
Krouticí moment T [Nm]	1590
Výkon P_k [kW]	30

Charakteristické rovnice:

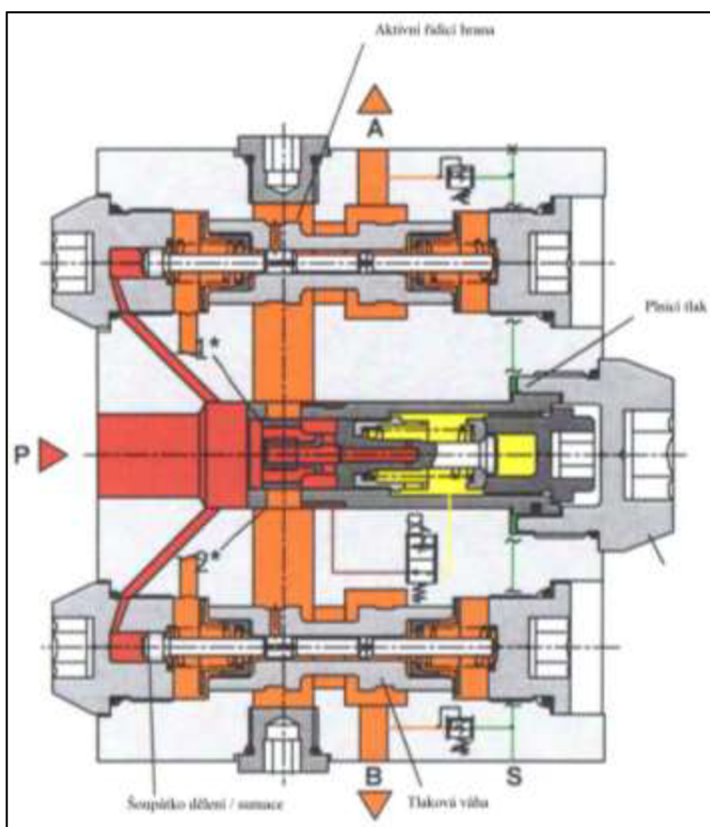
$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} [Nm] \quad (3)$$

$$P = \Delta p \cdot V_g \cdot n [W] \quad (4)$$

2.1.3 Dělič průtoku

Jako dělič průtoku je použit speciálně konstruovaný hydraulický blok RTM vyvinutý ve firmě Bosch Rexroth, který je jejím patentem.

V principu RTM funguje tak, že uvnitř bloku jsou měřeny tlaky ve výstupních větvích k hydromotorům. Pokud v jedné z výstupních větví poklesne tlak, je průtok v této větvi škrcen ventily do té doby, než jev nepomine. Pokles tlaku v jedné z větví může být způsoben prokluzem běhounu na kluzkém povrchu. Počet větví může být různý a liší se podle způsobu použití. Na stroji je použit blok se čtyřmi větvemi. [1, 2]



Obrázek 18: Konstrukce a provedení děliče průtoku RTM

1* - škrťací hrana

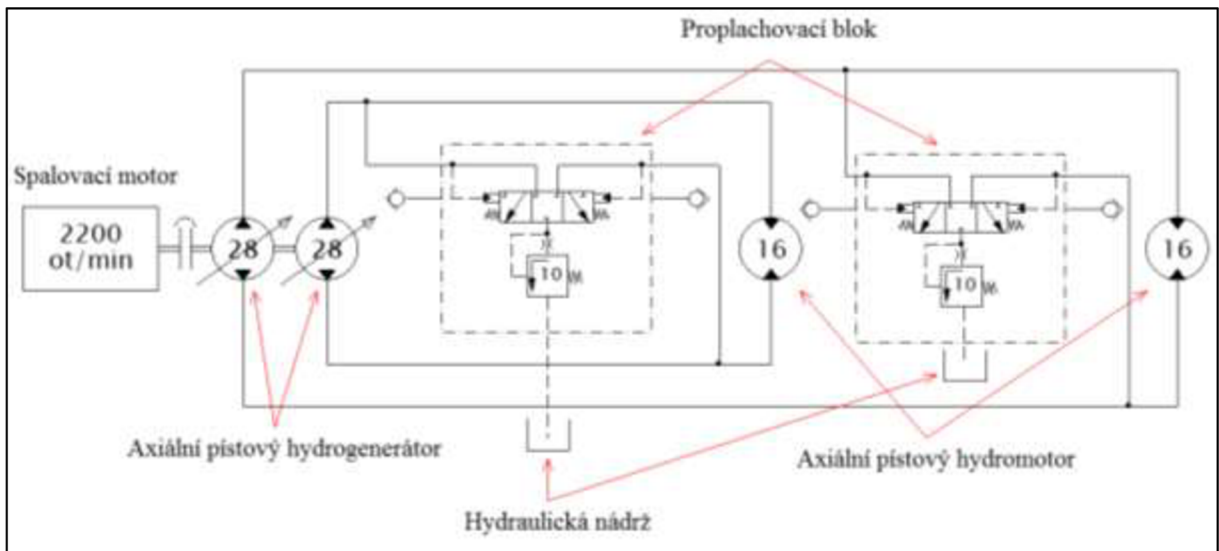
2* - clona zajišťující dělicí poměr

2.2 Hydraulický okruh vibrace

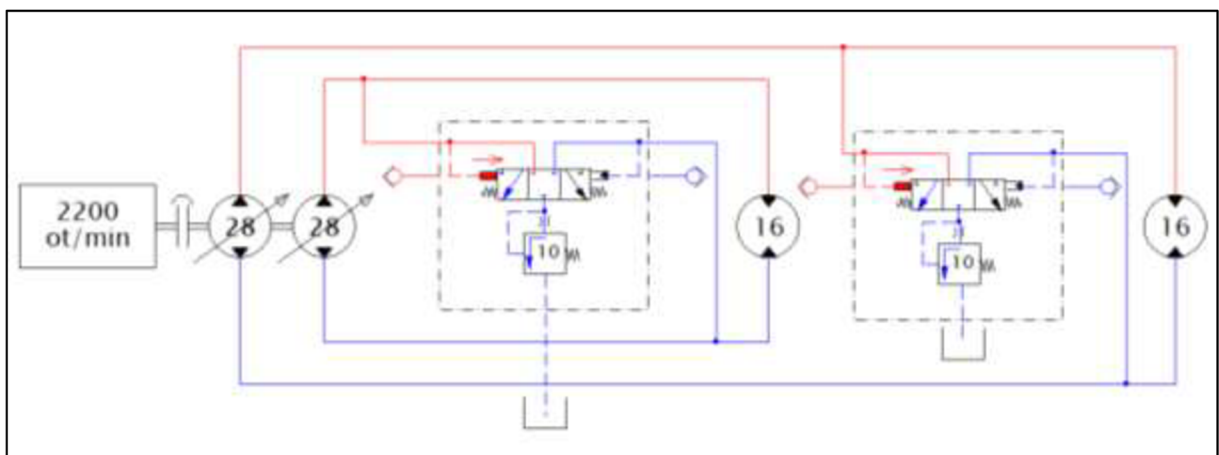
Hydraulický okruh vibrace slouží pro pohon dvoustupňového budiče vibrací. Je řešen jako uzavřený hydraulický okruh. Na stroji se nacházejí dva okruhy vibrace, každý pro jeden běhoun.

Axiální pístový hydrogenerátor s pomocí naklonění desky uvnitř hydrogenerátoru zvyšuje průtok a nepřímou tlak v systému a distribuuje hydraulický olej k axiálnímu pístovému hydromotoru. Hydromotorem je poté uveden do pohybu budič vibrací. Hodnota tlaku v okruhu je po zapnutí nejprve téměř 400 barů špičkově, poté následuje výrazný propad a poté je tlak oleje téměř konstantní. Hodnota tlaku při provozu je závislá na odporu a hmotnosti dvoustupňového budiče vibrací.

Vibrační účinek stroje je velice důležitý pro kvalitní ztuhnutí všech vrstev podloží při stavbě silnice. Dvoustupňový budič vibrací je hřídel osazený excentry, které se vůči sobě mohou přesunovat a je možno nastavit dvě různé amplitudy kmitů. Tvar a funkce je zřetelná z obrázku 21. Frekvence otáčení je nastavována na hydrogenerátoru vibrace úpravou geometrického objemu. Na obrázku 19 je zobrazen celý okruh vibrace s označením hlavních komponent. Na obrázku 20 jsou zobrazeny sekce vysokých a nízkých tlaků při aktivaci dvoustupňových budičů vibrací. [2]



Obrázek 19: Schéma hydraulického okruhu vibrace s popisem komponent [2]



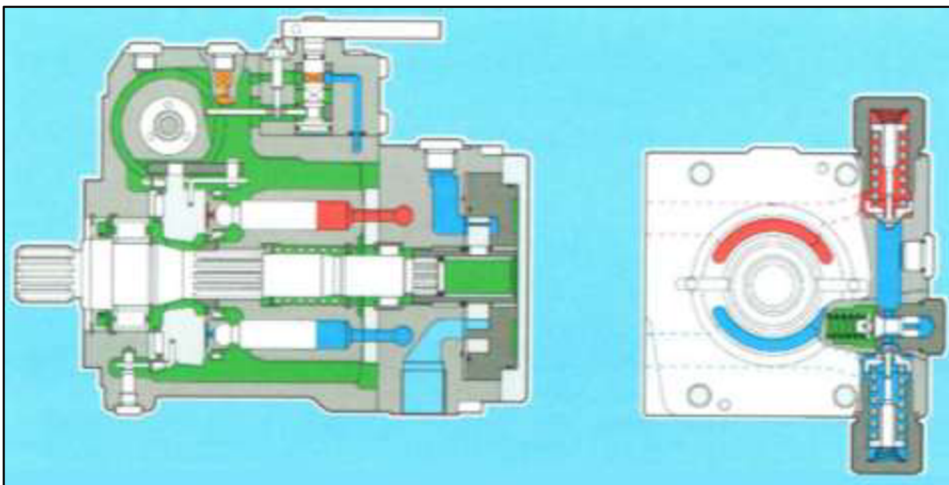
Obrázek 20: Schéma sekcí vysokého a nízkého tlaku při aktivaci hydraulického okruhu vibrace [2]



Obrázek 21: Dvoustupňový budič vibrací

2.2.1 Hydrogenerátor vibrace

V okruhu je použit axiální pístový hydrogenerátor PM 25 od firmy Poclain. Tento typ je regulovatelný axiální pístový hydrogenerátor s nakláněcí deskou a možností mechanického omezení maximálního průtoku na výstupu pro uzavřené hydraulické okruhy a externím vstupem pro doplňovací tlak. Zajišťuje přesně nastavenou hodnotu průtoku různou pro oba směry otáčení. Průtok oleje je závislý na vstupních otáčkách a úhlu naklonění nakláněcí desky. V okruhu se používá jen jeho nastavení na omezený průtok, který není dále regulován. Součástí jsou také vysokotlaké pojišťovací ventily, které slouží jako ochrana před tlakovými špičkami a ventil plnicího tlaku. [1, 15]



Obrázek 22: Konstrukce a provedení hydrogenerátoru PM 25

Tabulka 2.3 Technické parametry hydrogenerátoru vibrace:

Geometrický objem V_g [cm^3 / ot]	25,7
Teor. výtlač při jm. otáčkách V_{gn} [l/min]	95,5
Jmenovitý tlak p_{nom} [bar]	250
Maximální tlak p_{max} [bar]	350
Jmenovité otáčky n_n [$\text{ot}/\text{min}^{-1}$]	3600
Hmotnost m [kg]	13
Ovládání [-]	Elektrické

Charakteristické rovnice:

$$Q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad [\text{l}/\text{min}] \quad (5)$$

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{\pi \cdot \eta_{hm}} \quad [\text{Nm}] \quad (6)$$

$$P = \frac{M \cdot n \cdot \pi}{30000} = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad [\text{kW}] \quad (7)$$

2.2.2 Hydromotor vibrace

V hydraulickém okruhu vibrace je použit axiální pístový hydromotor M1 od firmy Poclair.

Je to neregulační hydromotor s nakloněnou deskou. Tento typ hydromotoru má nižší rozběhový moment, což je způsobeno vyššími třetími odpory mezi pístem a blokem válců při přenosu momentu od nakloněné desky přes blok válců na hřídel motoru, tím má také menší celkovou účinnost. Jeho výhodou je menší rozměr. [1, 7]



Obrázek 23: Hydromotor M1 [7]

Charakteristické rovnice:

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} [Nm] \quad (8)$$

$$P = \Delta p \cdot V_g \cdot n [W] \quad (9)$$

Tabulka 2.4 *Technické parametry hydromotoru vibrace:*

Maximální výtlak V_{out} [cm³ / ot]	16
Maximální tlak p_{max} [bar]	320
Maximální otáčky n_{max} [ot/ min⁻¹]	3600
Kroutící moment T [Nm]	320
Výkon P_k [kW]	25

2.3 Hydraulický okruh řízení

Tento okruh slouží k zajištění zatačení stroje a je řešen jako hydraulický okruh otevřený³.

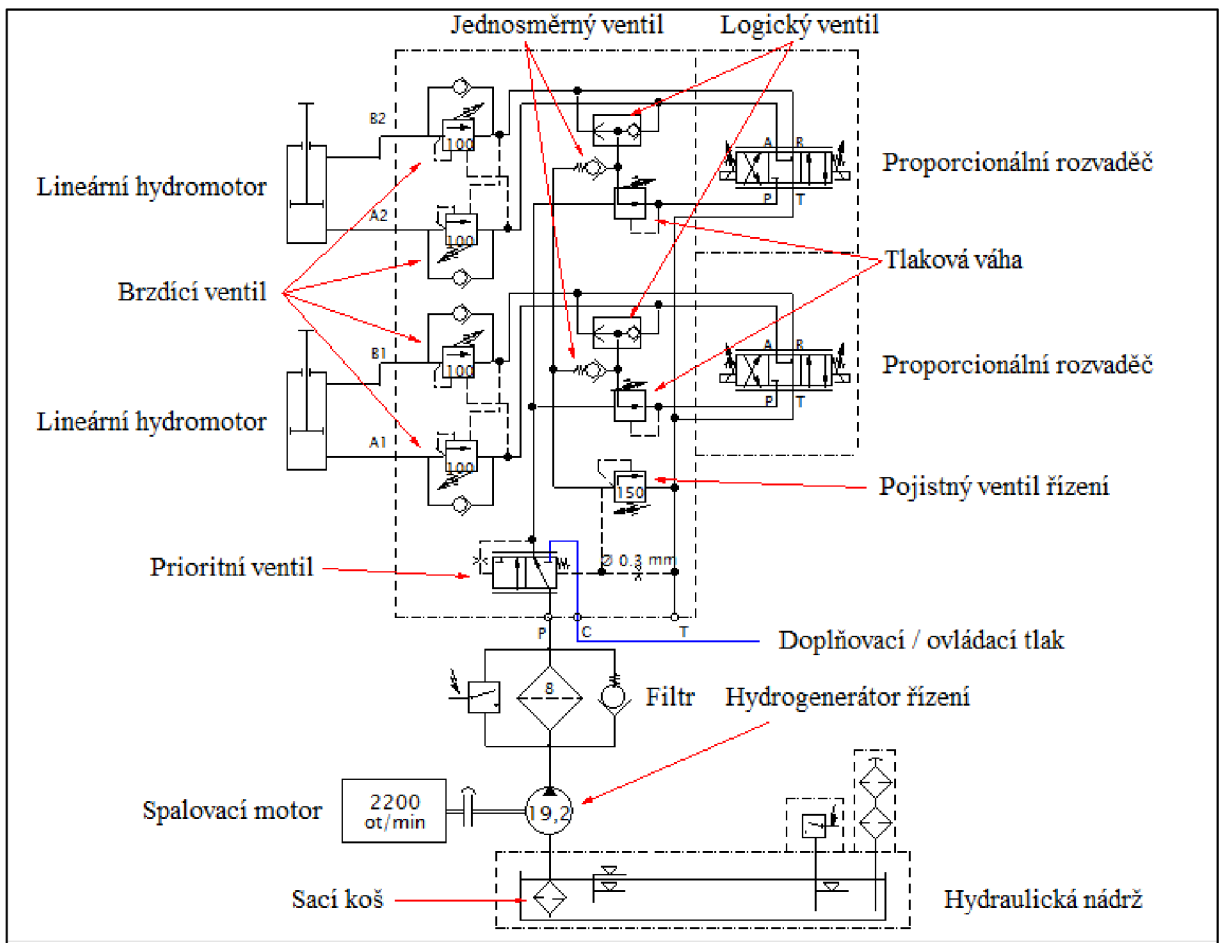
Stroj je vybaven elektronicko-hydraulickým řízením se zpětnou vazbou polohy běhounů. Je možno řídit pouze předním běhounem, pouze zadním běhounem nebo synchronizovaným řízením obou běhounů. Pohyb řízení je vyvolán elektronickým volantem s frekvenčními snímači umístěným na područce sedadla obsluhy, který dá informaci o požadavku na řízení stroje do řídicí jednotky. Uvnitř jednotky je informace zpracována programem.

Na výstupu z jednotky jsou regulované proudové výstupy vedeny do dvou proporcionálních rozvaděčů uvnitř bloku řízení. Průtok je proporcionálně regulován v rozvaděčích a olej je poté veden do přímočarých hydromotorů řízení podle rychlosti a úhlu otočení volantu a také podle zvoleného druhu řízení.

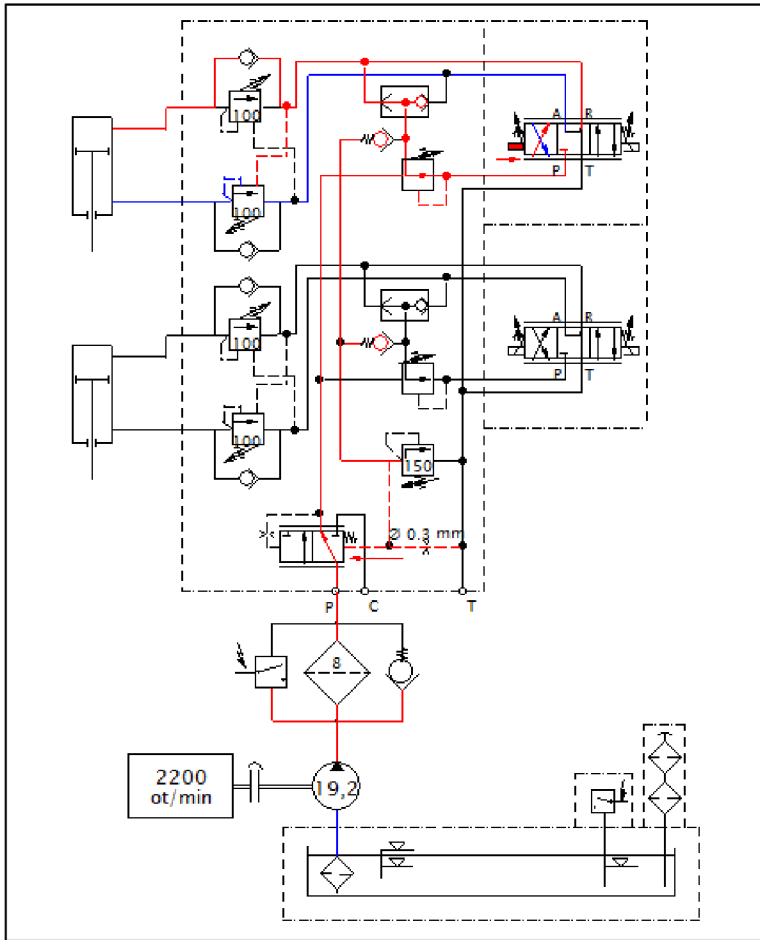
Na rámu stroje jsou nad pomocnými rámy běhounů, které bývají označovány také jako třmeny, dva snímače natočení běhounu. Tyto snímače dávají informace zpět do řídicí jednotky o pohybu a aktuální poloze běhounů. Na tomto základě je řešena zpětná vazba o poloze běhounů. Zpětná vazba je součástí diagnostiky a bezpečnosti řízení stroje. [1, 2]

Celý okruh řízení s popisem jednotlivých komponent je zobrazen na obrázku 24. Na obrázku 25 jsou zobrazeny sekce vysokého a nízkého tlaku při zatačení stroje vpravo.

³ Pracovní okruh soustavy je pod tlakem pouze v okamžiku provádění určité hydraulické funkce. Kapalina je neustále dopravována hydrogenerátorem z hydraulické nádrže přes filtr a ovládací prvky okruhu zpět do nádrže. Výhodou těchto okruhů je jejich menší zahřívání. Nevýhodou je větší potřebné množství kapaliny.



Obrázek 24: Schéma hydraulického okruhu řízení s popisem jednotlivých komponent [2]



Obrázek 25: Schéma sekcí vysokého a nízkého tlaku při zatáčení stroje vpravo [2]

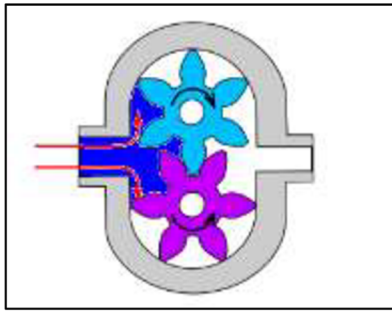
2.3.1 Hydrogenerátor řízení

V okruhu řízení je použit hydrogenerátor s vnějším ozubením.

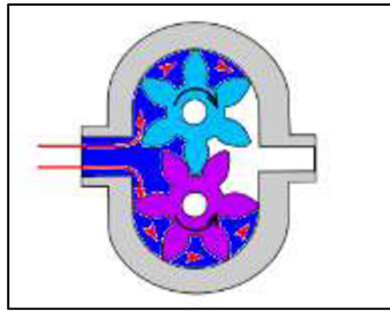
Zubová čerpadla s vnějším ozubením tvoří dvě totožná rotující ozubená kola, která jsou na jedné straně v záběru a na druhé straně vytvářejí volné kapsy u stěn hydrogenerátoru. K plnění pracovním médiem dochází při podtlaku na sací straně. V kapsách u stěn dochází k transportu média od sací části až po výtlak, přičemž otáčející se ozubená kola generují potřebný tlak..

Na obou stranách hřídele hydrogenerátoru jsou kluzná ložiska. Jsou schopny vyvinout pracovní tlaky do 250 bar při 700 – 3000 otáčkách.

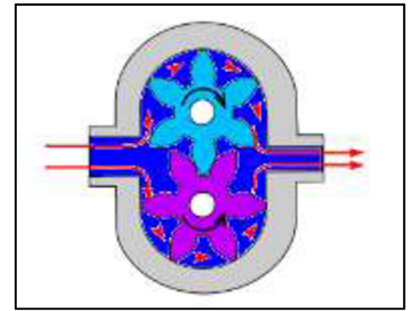
Velkou výhodou zubových hydrogenerátorů je jejich poměrně levná výroba a nízká poruchovost. Nevýhodou je pak vysoká hlučnost. [13]



Obrázek 26: Nasátí kapaliny do tělesa hydrogenerátoru [17]



Obrázek 27: Unášení kapaliny po obvodu tělesa hydrogenerátoru [17]



Obrázek 28: Vytlačení kapaliny [17]

Tabulka 2.5 Technické parametry hydrogenerátoru řízení:

Pracovní výtlak V_{out} [cm ³ / ot]	19,2
Jmenovitý tlak p_n [bar]	160
Jmenovité otáčky n_n [ot/ min ⁻¹]	2288

2.3.2 Hydromotor řízení

Pro řízení jsou použity dva lineární hydraulické motory.

Nejrozšířenějším typem hydromotorů jsou linární motory, někdy označované také jako pracovní válce. Jsou tvořeny ze čtyř základních částí. Válec, píst, pístnice a víko válce. Jsou schopny vyvinout síly od několika desítek N do několika set tisíc N při poměrně malých rozměrech. Geometrické objemy jednostranného dvojčinného⁴ hydromotoru jsou při obou směrech pohybu pístu různé. Tato skutečnost je uvedena v rovnici (10). [12]



Obrázek 29: Lineární hydraulický motor řízení

⁴ Vratný pohyb hydraulického válce zajišťuje kapalina a ne pružina nebo vnější síla, jak je tomu u hydromotorů jednočinných.

$$F = S \cdot p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \text{ [N]} \quad (11)$$

kde F – síla vyvozená pístem [N]

S – činná plocha pístu [mm²]

p – tlak kapaliny [MPa]

D – vnější průměr pístu [mm]

Rychlost, kterou se pohybuje píst lze určit ze vztahu

$$v = \frac{Q_V}{S} = \frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot D^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (12)$$

Q_V – Objemový průtok [m³ · s⁻¹]

S – činná plocha pístu [mm²]

D – vnější průměr pístu [mm]

Tabulka 2.6 *Technické parametry hydromotoru řízení:*

Průměr pístu D [mm]	70
Průměr pístní tyče d [mm]	36
Zdvih h [mm]	350
Maximální tlak p_{\max} [bar]	320

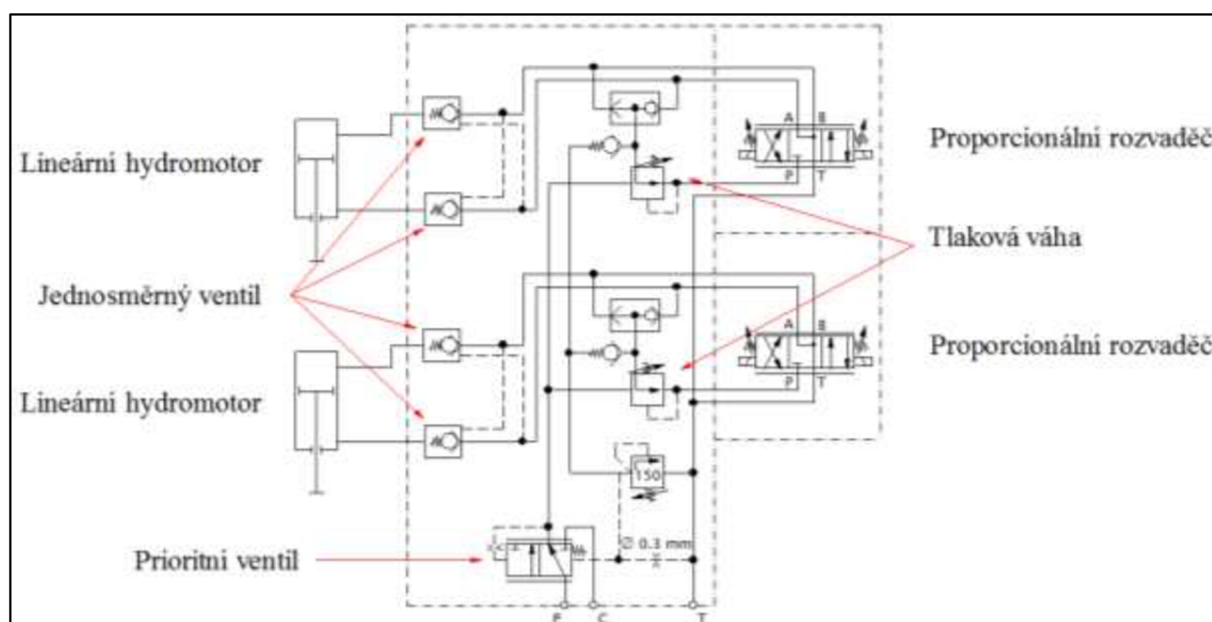
2.3.3 Blok řízení

Teorie bloku řízení je podrobně vysvětlena v kapitole 3.2

3 Zpracování měření

3.1 Úvod do problematiky

Při vývoji a následném testování stroje ARP 95 s nově navrhnutým blokem řízení bylo zjištěno necitlivé řízení obou běhounů. Tento problém má velmi výrazný vliv zejména na použití stroje při dohutňování živice k betonovým obrubníkům a citlivost řízení. Stroj jakoby „plaval“. Proto se přistoupilo k měření. Byly měřeny hodnoty tlaků na obou hydraulických motorech řízení a hydrogenerátoru řízení před vstupem do prioritního ventilu. Měřeny byly také úhly natočení obou běhounů. Vyhodnocením se zjistilo, že původcem problému je nesynchronnost změny polohy běhounů. Na obrázku 30 je zobrazeno schéma původního bloku řízení s popisem komponent ze kterých je blok řízení složen. V navazující kapitole je vysvětleno původní měření.



Obrázek 30: Schéma původního bloku řízení s popisem komponent

3.2 Měřicí pomůcky

Pro diagnostiku daného problému bylo zapotřebí použití digitálního měřicího přístroje, protože bylo nezbytné zobrazení spojitého průběhu sledovaných veličin v čase s vysokou vzorkovací frekvencí údajů, a to jak tlaku tak současně i pozice obou běhounů.

Měření bylo provedeno přístrojem Hydrotechnik Multisystem 5060. Tento přístroj umožňuje připojení tlakových snímačů, kerými byly měřeny průběhy jednotlivých tlaků, a dále umožňuje komunikaci s CAN-BUS⁵ sběrnici stroje, kde je možno vidět aktuální polohu běhounů.

Přístroj umožňuje nejenom zobrazení v reálném čase, ale i možnost uložení dat pro pozdější rozbor v programu HYDROcom 6.

⁵ CAN-BUS je komunikační sběrnice mezi elektronickými jednotkami stroje. Na stroji je řídicí jednotka stroje, řídicí jednotka motoru, páka pojezdu a informační display. Tyto jednotky spolu neustále komunikují.

Při měření byla použita vzorkovací frekvence 20ms. Celé měření trvalo 2 minuty a bylo několikrát opakováno.

Tabulka 3.1 Parametry měřicího přístroje:

Maximální počet měřicích kanálů	24
Minimální vzorkovací frekvence [ms]	10
Maximální paměť pro data [GB]	2

Fotografie z měření jsou zobrazeny na následujících obrázcích.



Obrázek 31: Stroj osazený měřicími body

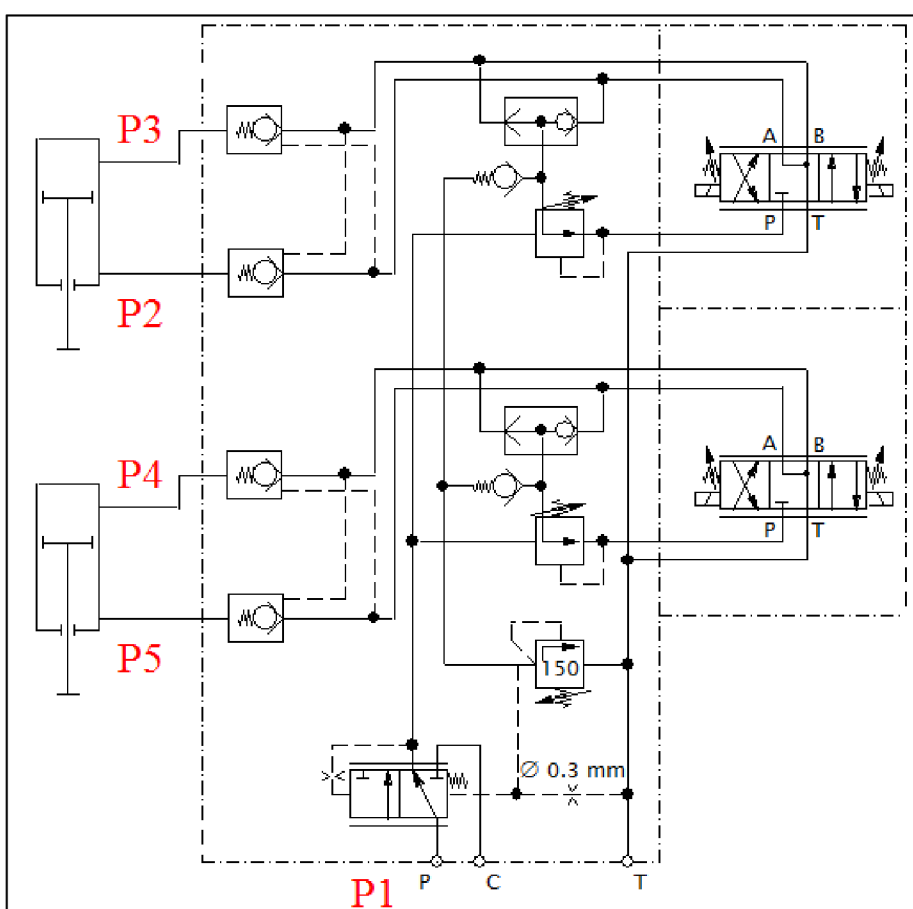


měřen

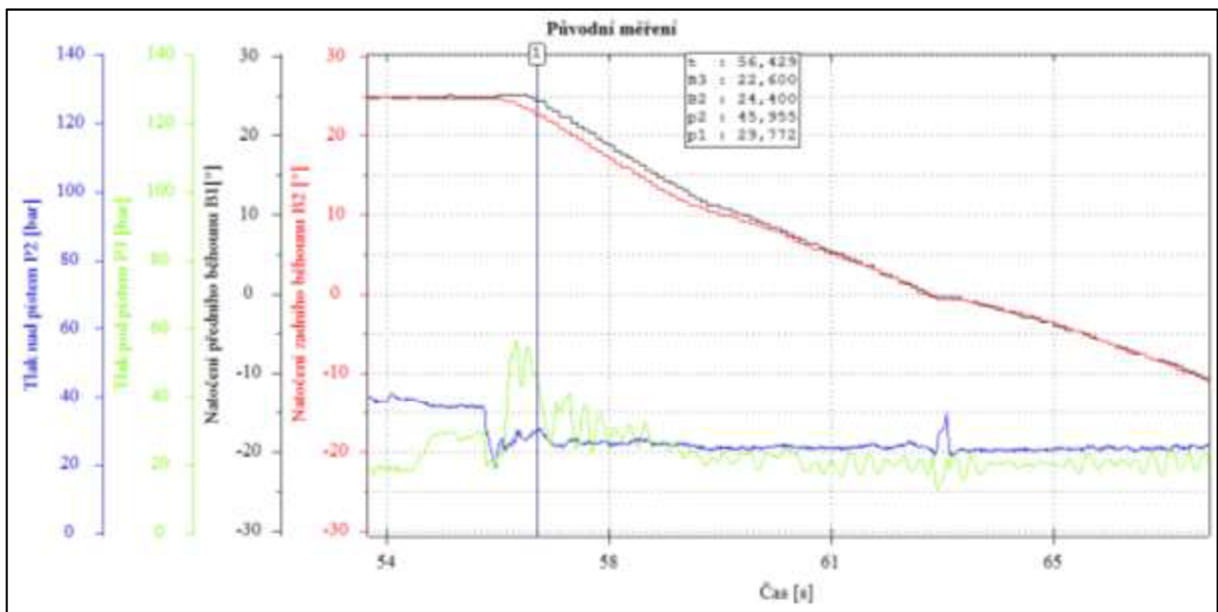
Obrázek 32: Sonda pro měření tlaku na hydromotoru řízení

3.3 Původní měření

Na obrázku 33 je zobrazeno schéma původního bloku řízení, poloha měřících bodů a jejich označení. Průběh původního měření je zobrazen na obrázku 34. Z grafu je zřejmé, že křivky natočení předního a zadního běhounu se rozcházejí. Průměrná hodnota odchylky se pohybuje okolo 2° . Na první pohled se tato výchylky může zdát jako zanedbatelná. V praxi však má velice významný dopad na řízení podél obrubníku. Při zapnutí elektronické synchronizaci stroj při zjištění různé výchylky na každém z běhounů, přibrzdí zatačení rychlejšího z běhounů do doby, kdy jsou odchylky totožné. Tato skutečnost je však v případě použití v praxi absolutně nepřijatelná a projevuje se výrazným cukáním řízení. V krajním případě může dojít i k nárazu do obrubníku a vzniku škody na díle.



Obrázek 33: Schéma původního bloku řízení s měřícími body

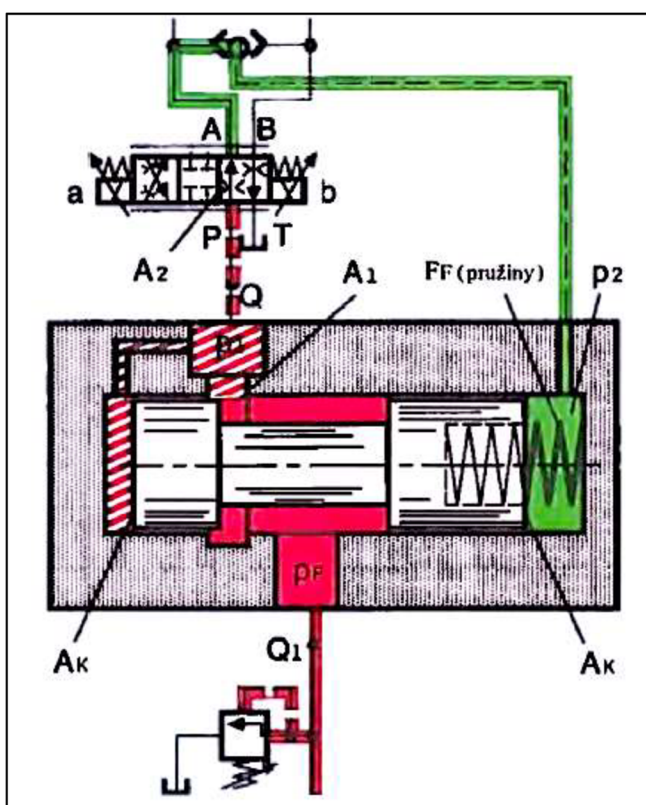


Obrázek 34: Průběh původního měření

3.3 Teorie bloku řízení

3.3.1 Tlakové váhy

Tlakové váhy jsou proporcionální škrtící ventily. V praxi se dají rozdělit podle počtu ovládacích prvků na dvoucestné a třícestné a podle polohy v hydraulickém obvodu na vstupní a výstupní. Prioritně jsou používány pro zajištění konstantního tlakového spádu před a za rozvaděčem. Konstantní tlakový spád je důležitý zejména pro opakovatelné dosažení stejného průtoku rozvaděčem a to bez závislosti na míře externího zatížení na hydraulickém válci. Tohoto principu se využívá např.: v hydraulických okruzích řízení a to v případě zatačení silničního válce. V závislosti na úhlu natočení a rychlosti zatačení stoupá i externí síla na hydraulický válec. Pro dosažení konstantní rychlosti zatačení se používají právě tlakové váhy. Funkce je následující: Tlaková váha porovnává tlak v kanálu P (od hydrogenerátoru) a tlak v kanálu A nebo B. Výběr kanálu A nebo B je řízen logickým ventilem a kanál s větším tlakem je propojen s tlakovou váhou. Regulace tlakového spádu je dosažena škrcením průtoku kapalinou hranou řídicího šoupátka. Názorný příklad funkce je zřetelný z obrázku 35. [1, 2, 6]



Obrázek 35: Schéma funkce dvoucestné tlakové váhy [6]

Při zanedbání dynamických sil se pro rovnovážný stav škrcení řídí následující rovnicí:

$$p_1 * A_K = p_2 * A_K + F_F \quad (13)$$

p_1 – vstupní tlak od hydrogenerátoru [Pa]

p_2 – vybraný výstupní tlak z lineárního hydraulického motoru [Pa]

A_K – plocha vstupního šoupátka, plocha působící pružiny [m^2]

F_F – síla od pružiny [N]

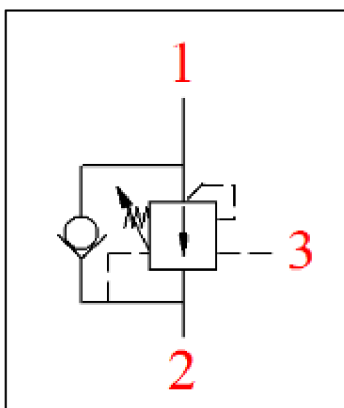
z toho plyne,

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{F_F}{A_K} = konst.$$

Regulační šoupátko může měnit průřez A_1 nejdříve tehdy, až je překonána síla pružiny F_F . Regulace průtoku nastane tehdy, když $p_1 - p_2$ je větší než F_F / A_K . [2]

3.3.2 Brzdící ventily

Brzdící ventily jsou tlakové přepouštěcí ventily s nastaveným otvíracím tlakem na 1,3 násobek maximálního tlaku vyvolaného externí zátěží. Jsou používány v aplikacích, kde je důležitá opatrná manipulace se zátěží v prostředích, kde externí síla působí ve směru pohybu hydraulického válce. Tato síla hydraulický válec urychluje a hrozí tak ztráta kontroly a možnost vzniku kavitace, kdy v hydraulickém válci poklesne tlak na hodnotu tlaku sytých par. Ventil je otevírán pomocným pístkem, na jehož čelní plochu působí tlak kapaliny z přívodní větve spotřebiče. Dojde-li ke zrychlení pohybu, tlak v této větvi poklesne a ventil škrcením omezí odtok kapaliny z hydraulického motoru, čímž se rychlost pohybu opět sníží. V opačném směru proudí kapalina k hydraulickému motoru obtokovým jednosměrným ventilem, který působí zároveň jako antikavitační. [9]

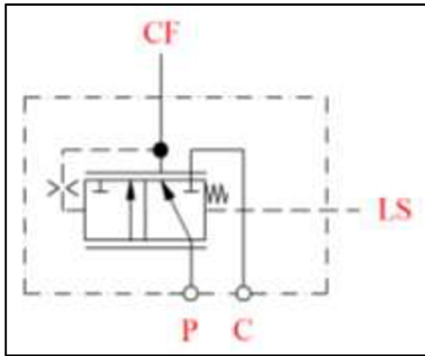


Obrázek 36: Schématická značka brzdícího ventilu [2]

3.3.3 Prioritní ventil

Prioritní ventil je v podstatě třicestná tlaková váha. Pracuje společně s blokem řízení. V systémech s tímto prvkem má řízení vždy nejvyšší prioritu. To znamená, že v případě potřeby, je vždy zaručena dodávka tlakového oleje pro potřeby řízení. Vstupující olej je od ventilového pístu rozdělen a díky „LS“⁶ signálu je řízen. Zbytkový olej je k dispozici pro potřeby ostatní výkonové hydrauliky. V případě stroje ARP95 je použit pro ořezávač a jako doplňovací tlak. Prioritní ventil má také vestavěný řízený tlakový přepouštěcí ventil pro ochranu před tlakovými špičkami. [1, 2, 4]

⁶ LS (Load Sensing) signál je tlakový olej, který řídí přenastavení prioritního ventilu do polohy, kdy má prioritu řízení.



Obrázek 37: Schématická značka prioritního ventilu [2]

P – Tlakový olej od hydrogenerátoru

C – Tlakový olej pro potřebu výkonové hydrauliky

CF – Tlakový olej pro řízení

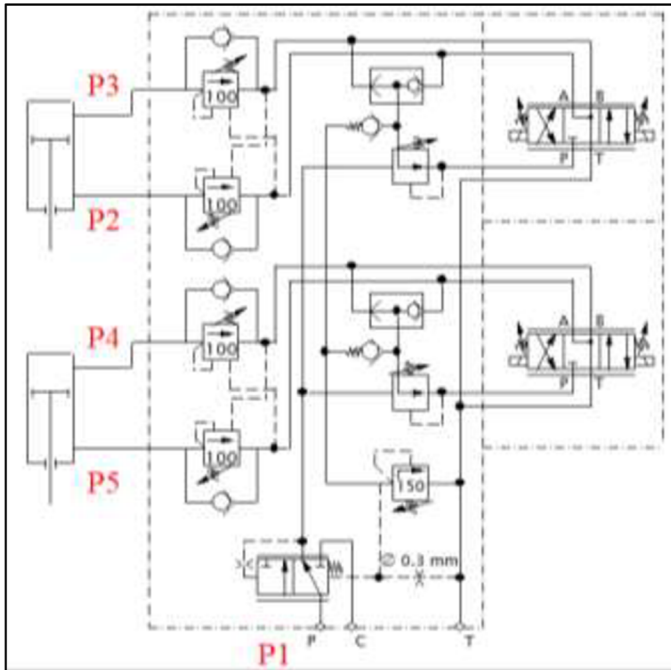
LS – Load sensing signál

3.4 Výsledné měření

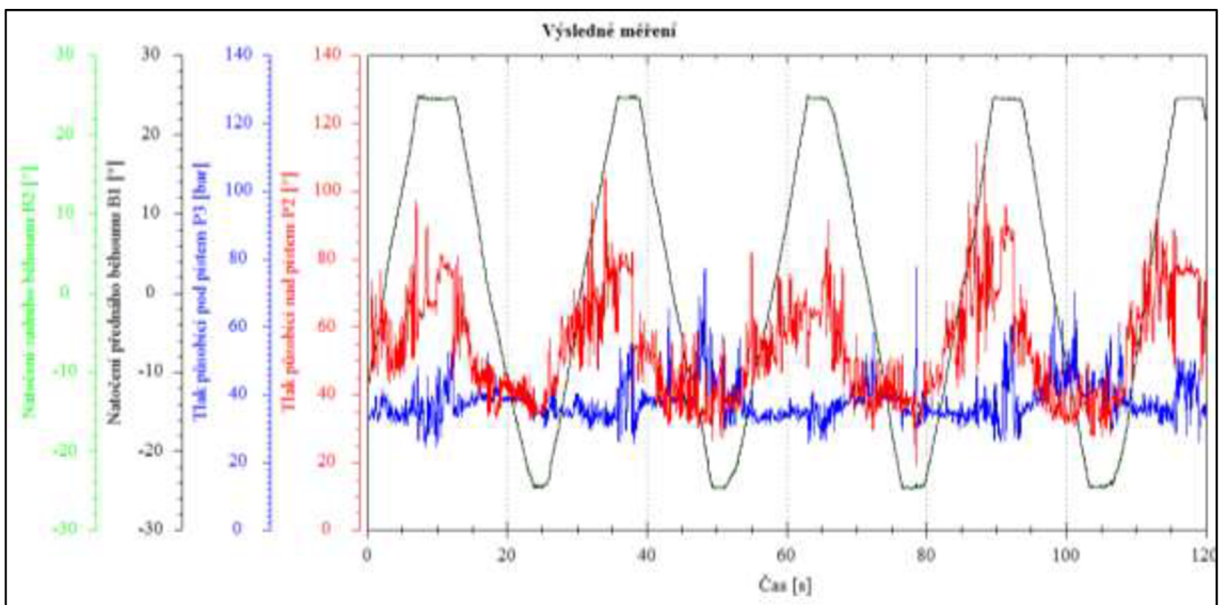
Po vyhodnocení původního měření bylo přistoupeno k následujícím úpravám bloku řízení. Nejprve byl nahrazen původní prioritní ventil s ovládacím tlakem $\Delta p = 6 \text{ bar}$ za nový prioritní ventil s ovládacím tlakem $\Delta p = 11 \text{ bar}$.

Druhým krokem v inovaci bloku řízení bylo přenastavení vstupní dvoucestné tlakové váhy na konstantní hodnotu škrcení $\Delta p = 8 \text{ bar}$ z původních $\Delta p = 10 \text{ bar}$. Tyto změny jsou vzájemně provázány skutečností, že hodnota škrcení na prioritním ventilu musí být vyšší než hodnota škrcení na tlakových vahách. Pokud tato podmínka není splněna, nepracují komponenty správně a dochází k urychlování zatáčení jednoho běhounu vůči druhému, protože průtok rozvaděčem není konstantní a tak i rychlost výsunu lineárního hydraulického válce nemůže být konstantní.

Poslední úpravou bylo nahrazení původních jednocestných ventilů, tzv. hydraulických zámek, brzdícími ventily. Tato komponenta byla vložena do bloku z důvodu tzv. podpory výstupní tlakové větve lineárního hydraulického motoru. Funkce je popsána v kapitole 3.3.2. Ještě je důležité zmínit, že dalším důvodem pro použití brzdících ventilů je fakt, že na běhoun v průběhu zatáčení působí externí síly od podloží a také samotná kinematika celého stroje. Vše je názorně popsáno na obrázku 41.

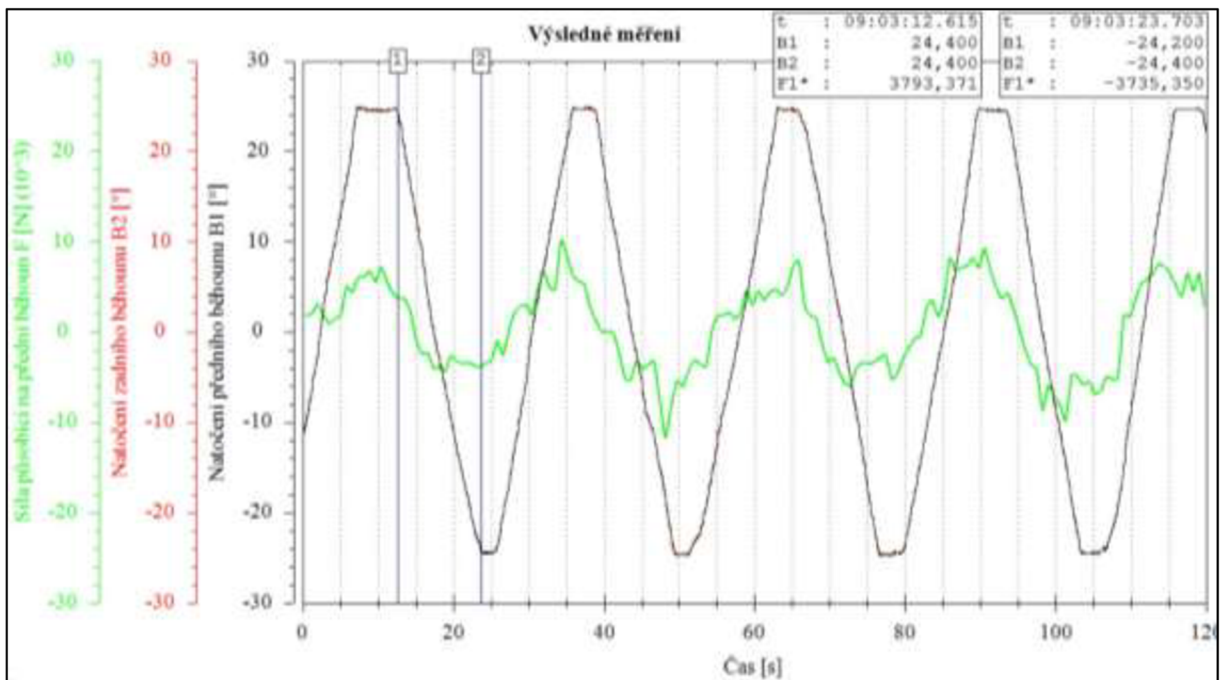


Obrázek 38: Schéma upraveného bloku řízení s měřicími body



Obrázek 39: Graf výsledného měření s průběhy tlaků

Na výše uvedeném obrázku jsou zobrazeny reálné průběhy tlaků a natočení obou běhounů. Z časových průběhů tlaků však nelze dělat závěry, protože skutečná síla působící na běhoun je ovlivněna také rozdílnými plochami nad a pod pístem. Proto byl přidán kalkulovaný kanál reálné síly F_1 . Z tohoto průběhu bude poté jednodušší pochopit celý princip zatáčení stroje a také učinit důkladné závěry.



Obrázek 40: Graf výsledného měření s přidáním kanálem síly

Výše uvedený průběh výsledného měření je pro názornost doplněn přidáním kalkulovaným kanálem výsledné působící síly na běhoun a je na obr. 40. Tento graf poslouží lépe k pochopení celé problematiky. Výsledná síla F_1 působící na běhoun byla kalkulována na základě reálných hodnot tlaků a průměrů pístu podle následujícího vztahu.

$$F_1 = p * S \quad (14)$$

$$F_1 = p_2 * \frac{(D^2 - d^2) * \pi}{400} - p_3 * \frac{D^2 * \pi}{400}$$

$$F_1 = p_2 * \frac{(D^2 - d^2) * \pi}{400} - p_3 * \frac{D^2 * \pi}{400}$$

F_1 – síla působící na běhoun od lineárního hydraulického motoru [kN]

p_2 – tlak působící nad pístem [bar]

p_3 – tlak působící pod pístem [bar]

D – velký průměr pístu [mm]

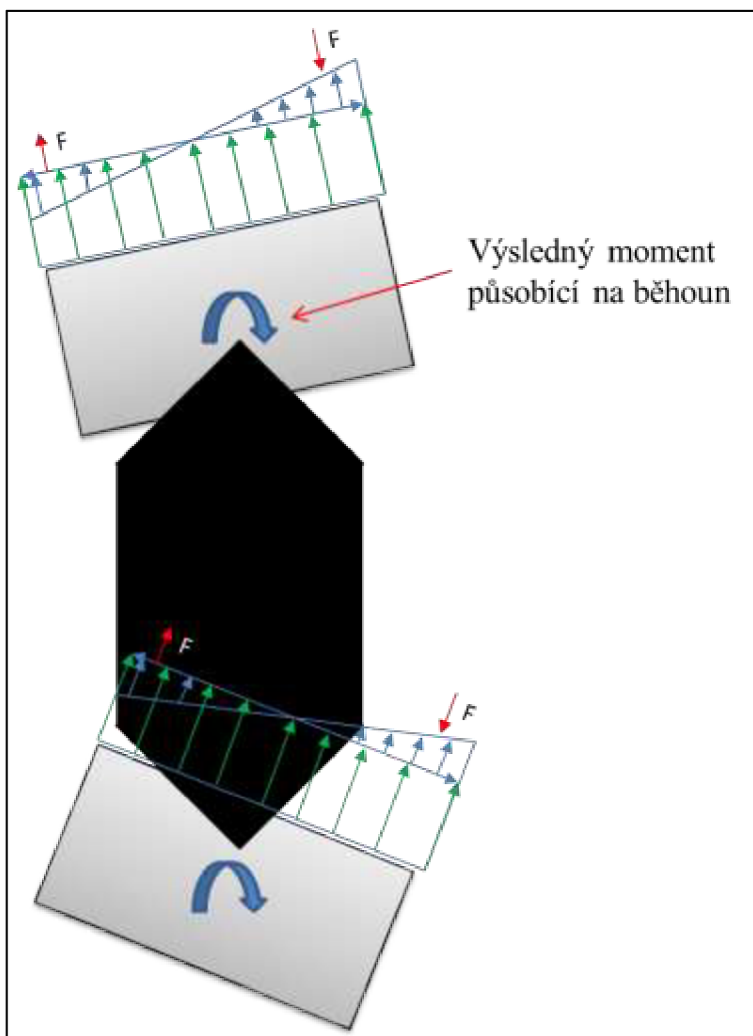
d – průměr pístní tyče [mm]

S – činná plocha pístu [mm²]

Z průběhu výsledné síly F_1 na uvedeném grafu je vidět, že při zatáčení vpravo je přibližně v první třetině její hodnota kladná. Což znamená, že podle uvedeného vzorce je v tuto dobu vyšší tlak p_2 . Na první pohled se toto tvrzení může zdát rozporuplné, protože při zatáčení stroje vpravo

musí být vždy hodnota tlaku p_3 větší než p_2 . Tento jev je způsoben aktivací brzdících ventilů. V dalších dvou třetinách zatačecího cyklu je již síla záporná, takže tlak p_3 je vyšší a stroj tak zatačí v souladu s původními předpoklady. Celý cyklus se poté obdobně opakuje při zatačení vlevo.

3.5 Kinematika stroje



Obrázek 41: Kinematika stroje při zatačení vlevo

Na výše uvedeném obrázku je názorná kinematika stroje při zatačení stroje vlevo. Při zatačení stroje vlevo na běhoun působí obvodová rychlost běhounu, která je značena zelenými šipkami a je po celé délce běhounu konstantní. Modrými šipkami je zobrazena obvodová rychlost zatačení stroje běhounu v daném místě, která není konstantní po celé délce. Při zatačení proto vzniká dvojice sil, která přední běhoun rovná a zadní běhoun tlačí do zatačení. Tato skutečnost vedla k použití brzdících ventilů.

Závěr

V úvodu bakalářské práce byly představeny a popsány nejzákladnější typy silničních válců. U každého typu byla popsána konstrukce, váhové kategorie a možné využití. Největší pozornost byla věnována složení hydraulických okruhů.

Druhá část byla věnována už samotnému tandemovému vibračnímu válci ARP 95. Na základě důkladného poznání stroje z hlediska teoretického i praktického byly popsány jednotlivé hydraulické okruhy, které se na stroji nachází. U každého okruhu byly zdůrazněny nejdůležitější komponenty, ze kterých se okruh skládá. U každého komponentu byla vysvětlena jeho činnost a důvod umístění v daném okruhu. Technické parametry jsou součástí popisu.

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo zpracování měření při úpravě bloku řízení se snahou o dosažení maximálního možného synchronního chování obou dvou běhounů. K dosažení této skutečnosti bylo zapotřebí důkladného poznání chování stroje z hlediska nejen hydraulického, ale i kinematického. Po pochopení těchto dvou aspektů je možno přistoupit k úpravě bloku řízení. Na základě původního měření a teorie bloku řízení byly v postupných krocích nahrazeny nebo upraveny komponenty: Prioritní ventil, tlakové váhy a brzdící ventil. Důvody nahrazení těchto prvků byly vysvětleny v kapitole 3.

Z průběhu výsledného měření je zřetelné, že výchylka mezi běhouny je téměř nulová a tak je možno konstatovat, že provedené změny výrazně zlepšily synchronnost a komfort velmi důležitého uzlu řízení stroje.

Závěrem je také dobré zdůraznit, že použití brzdných ventilů je spíše z oblasti neproporcionální techniky a tak se nabízí možná budoucí úprava, která povede k lepší stabilitě celého systému. Nabízí se alternativa s použitím dvoucestných výstupních tlakových vah.

Seznam použitých zdrojů

- [1] AMMANN CZECH REPUBLIC. Firemní archiv přednášek ze seminářů Bosch-Rexroth.
- [2] *ARP95 Tandemový válec*. Návod k obsluze: Edice 04/2016 CZ. Lagenthal: Amman Unternehmungen, ©2016. 194 s.
- [3] *Axial piston variable pump A4VG series 32* [online]. [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=g261584,g261586,g261587,g261590,p662678>
- [4] *Common Uses for Load Sensing: Priority valves* [online]. [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: http://www.hydraforce.com/HFinsider/Load_Sens_Priority_Valves/Load_Sense_Priority_Valves.htm
- [5] ČEJKA, Pavel. *Konstrukční provedení čerpadel*. Brno, 2009. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Roman Klas.
- [6] kolektiv: *Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik, Band 1*. Mannesmann Rexroth GmbH 1991, ISBN 3-8023-0619-8
- [7] *Motors: High speed axial pistons* [online]. [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <http://www.poclain-hydraulics.com/en/products/motors/m-mv/m1>
- [8] *Motors: MK09* [online]. , 16 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.poclain-hydraulics.com/upload/ressources/media/pdf/801578156M.pdf>
- [9] *Overcentre valve* [online]. [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/products/valves/motion-control-valves/so5a-q3i.html>
- [10] *Regulace v závislosti na potřebném hydraulickém výkonu* [online]. [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/regulace-v-zavislosti-na-potrebнем-hydraulickem-vykonu.html>
- [11] PIVOŇKA, Josef et al. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987. 623 s.
- [12] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinové mechanismy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1990, 211 s. : il., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0082-X.
- [13] *Principy průmyslových čerpadel: Zubová čerpadla* [online]. [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>
- [14] *Prvotřídní technika pro zhutňování zeminy a asfaltu* [online]. [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <http://www.wirtgen-group.com/cr/cs/products/hamm/>
- [15] *Pumps: PM25* [online]. , 48 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.poclain-hydraulics.com/upload/ressources/media/pdf/A35767C.pdf>

[16] *Zeminové a asfaltové hutnicí stroje* [online]. [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <https://www.ammann-group.com/cz-cz/machines/soil-and-asphalt-compacto>

[17] *Zubové čerpadlo: Funkce* [online]. [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Zubov%C3%A9_%C4%8Derpadlo

Seznam použitých symbolů a zkratek

Seznam	Jednotka	Veličina
A	[mm]	Amplituda vibrace
A_k	[m ²]	Plocha pružiny
ARP	[-]	Ammann roller pivot
C	[-]	Výstup pro potřeby výkonové hydrauliky
CAN – BUS	[-]	Controller area network
CF	[-]	Výstup pro potřeby řízení
D	[mm]	Průměr pístu
d	[mm]	Průměr pístní tyče
h	[mm]	Zdvih lineárního hydraulického motoru
f	[Hz]	Frekvence vibrace
F_f	[N]	Síla pružiny
F_1	[N]	Výsledná síla působící na běhoun
LS	[-]	Load sensing signal
m	[kg]	Hmotnost
n_n	[min ⁻¹]	Nominální otáčky
n_{min}	[min ⁻¹]	Minimální otáčky
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky
S	[m ²]	Plocha pístu
T	[Nm]	Kroutící moment
T_n	[Nm]	Nominální kroutící moment
P	[-]	Výstup z hydrogenerátoru do prioritního ventilu
P_k	[W]	Výkon
P_1	[-]	Kanál pro měření tlaku na vstupu do bloku řízení
P_2	[-]	Kanál pro měření tlaku nad pístem u př. běhounu
P_3	[-]	Kanál pro měření tlaku pod pístem u př. běhounu
P_4	[-]	Kanál pro měření tlaku nad pístem u zad. běhounu
P_5	[-]	Kanál pro měření tlaku pod pístem u zad. běhounu
p	[bar]	Tlak

p_{nom}	[bar]	Nominální tlak
p_{max}	[bar]	Maximální tlak
Q_v	[m ³ .s ⁻¹]	Objemový průtok
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost výsunu lineárního hydraulického válce
V_g	[cm ³ /ot]	Geometrický objem
V_{gn}	[cm ³ /ot]	Nominální geometrický objem
V_{out}	[cm ³ /ot]	Maximální výtlak
Δp	[bar]	Tlakový spád

Seznam obrázků

OBRÁZEK 1: OBLAST POUŽITÍ TAHAČOVÉHO SILNIČNÍHO VÁLCE S HLADKÝM BĚHOUNEM	12
OBRÁZEK 2: OBLAST POUŽITÍ TAHAČOVÉHO SILNIČNÍHO VÁLCE S JEŽKOVÝM BĚHOUNEM	13
OBRÁZEK 3: ROZMĚROVÉ SCHÉMA TAHAČOVÉHO SILNIČNÍHO VÁLCE.....	13
OBRÁZEK 4: TAHAČOVÝ VÁLEC S JEŽKOVÝM BĚHOUNEM.....	14
OBRÁZEK 5: TAHAČOVÝ VÁLEC S HLADKÝM BĚHOUNEM	14
OBRÁZEK 6: OBLASTI POUŽITÍ TANDEMOMÉHO SILNIČNÍHO VÁLCE	16
OBRÁZEK 7: ROZMĚROVÉ SCHÉMA TANDEMOMÉHO SILNIČNÍHO VÁLCE	17
OBRÁZEK 8: PÁTEŘOVÝ TANDEMOMÝ SILNIČNÍ VÁLEC.....	17
OBRÁZEK 9: KLOUBOVÝ TANDEMOMÝ SILNIČNÍ VÁLEC	18
OBRÁZEK 10: OBLAST POUŽITÍ PNEUMATIKOVÉHO SILNIČNÍHO VÁLCE	19
OBRÁZEK 11: ROZMĚROVÉ SCHÉMA PNEUMATIKOVÉHO SILNIČNÍHO VÁLCE	20
OBRÁZEK 12: PNEUMATIKOVÝ SILNIČNÍ VÁLEC.....	20
OBRÁZEK 13: SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OKRUHU POJEZDU S OZNAČENÍM KOMPONENT [3]	22
OBRÁZEK 14: SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OKRUHU POJEZDU S VYZNAČENÝMI SEKCEMI VYSOKÉHO A NÍZKÉHO TLAKU PŘI POHYBU STROJE VPŘED [3].....	23
OBRÁZEK 15: KONSTRUKCE A PROVEDENÍ HYDROGENERÁTORU A4VG.....	24
OBRÁZEK 16: KONSTRUKCE HYDROMOTORU MK09	25
OBRÁZEK 17: HYDROMOTOR MK09	25
OBRÁZEK 18: KONSTRUKCE A PROVEDENÍ DĚLIČE PRŮTOKU RTM.....	26
OBRÁZEK 19: SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OKRUHU VIBRACE S POPISEM KOMPONENT [2]	27
OBRÁZEK 20: SCHÉMA SEKCI VYSOKÉHO A NÍZKÉHO TLAKU PŘI AKTIVACI HYDRAULICKÉHO OKRUHU VIBRACE [2]	27
OBRÁZEK 21: DVOUSTUPŇOVÝ BUDIČ VIBRACÍ	28
OBRÁZEK 22: KONSTRUKCE A PROVEDENÍ HYDROGENERÁTORU PM 25.....	28
OBRÁZEK 23: HYDROMOTOR M1 [7]	29
OBRÁZEK 24: SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OKRUHU ŘÍZENÍ S POPISEM JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT [2]	32
OBRÁZEK 25: SCHÉMA SEKCI VYSOKÉHO A NÍZKÉHO TLAKU PŘI ZATÁČENÍ STROJE VPRAVO [2].....	33
OBRÁZEK 26: NASÁTÍ KAPALINY DO TĚLESA HYDROGENERÁTORU [17]	34
OBRÁZEK 27: UNÁŠENÍ KAPALINY PO OBVODU TĚLESA HYDROGENERÁTORU [17]	34
OBRÁZEK 28: VYTLAČENÍ KAPALINY [17]	34
OBRÁZEK 29: LINEÁRNÍ HYDRAULICKÝ MOTOR ŘÍZENÍ	34
OBRÁZEK 30: SCHÉMA PŮVODNÍHO BLOKU ŘÍZENÍ S POPISEM KOMPONENT.....	36
OBRÁZEK 31: STROJ OSAZENÝ MĚŘICÍMI BODY	37

OBRÁZEK 32: SONDA PRO MĚŘENÍ TLAKU NA HYDROMOTORU ŘÍZENÍ	37
OBRÁZEK 33: SCHÉMA PŮVODNÍHO BLOKU ŘÍZENÍ S MĚŘICÍMI BODY	38
OBRÁZEK 34: PRŮBĚH PŮVODNÍHO MĚŘENÍ	39
OBRÁZEK 35: SCHÉMA FUNKCE DVOUCESTNÉ TLAKOVÉ VÁHY [6].....	40
OBRÁZEK 36: SCHÉMATICKÁ ZNAČKA BRZDICÍHO VENTILU [2].....	41
OBRÁZEK 37: SCHÉMATICKÁ ZNAČKA PRIORITNÍHO VENTILU [2]	42
OBRÁZEK 38: SCHÉMA UPRAVENÉHO BLOKU ŘÍZENÍ S MĚŘICÍMI BODY	43
OBRÁZEK 39: GRAF VÝSLEDNÉHO MĚŘENÍ S PRŮBĚHY TLAKŮ.....	43
OBRÁZEK 40: GRAF VÝSLEDNÉHO MĚŘENÍ S PŘIDANÝM KANÁLEM SÍLY	44
OBRÁZEK 41: KINEMATIKA STROJE PŘI ZATÁČENÍ VLEVO.....	45

Seznam tabulek

Tabulka 1.1. Základní vlastnosti tahačových silničních válců	14
Tabulka 1.2. Základní vlastnosti tandemových silničních válců	17
Tabulka 1.3. Základní vlastnosti pneumatikových silničních válců	20
Tabulka 2.1. Technické parametry hydrogenerátoru pojezdu	23
Tabulka 2.2. Technické parametry hydromotoru pojezdu.	24
Tabulka 2.3. Technické parametry hydrogenerátoru vibrace.	28
Tabulka 2.4. Technické parametry hydromotoru vibrace	29
Tabulka 2.5. Technické parametry hydrogenerátoru řízení.	33
Tabulka 2.6. Technické parametry hydromotoru řízení.	34
Tabulka 3.1. Technické parametry měřicího přístroje.	36