

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulický pohon pecních vrat

Hydraulic Drive of Furnace Door

Student: David Král
Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **David Král**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Hydraulický pohon pecních vrat**
Hydraulic Drive of Furnace Door

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši k tématu bakalářské práce.
2. Na základě rešerše navrhnete hydraulický pohon pecních vrat dle parametrů od zadavatele a vyberte vhodnou nehořlavou pracovní kapalinu.
3. Zpracujte funkční schéma hydraulického obvodu včetně specifikace hlavních prvků.
4. Proveďte nezbytné výpočty hydraulického systému včetně dimenze potrubí.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011. 156 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s. Ke stažení na: <http://www.338.vsb.cz>
KOLEKTIV AUTORŮ. *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*. Brno: BoschRexroth/CZ, 2007. 149 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014




doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě dne 19.5.2014

podpis studenta 

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19.5.2014


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: David Král

Adresa trvalého pobytu autora práce: Olomoucká 422, Slavkov u Opavy, 747 57

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KRÁL, D. *Hydraulický pohon pecních vrat: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2014, 55 s. Vedoucí práce: Pavlok, B.

Bakalářská práce se zabývá problematikou ovládní vrat tavicí pece. V úvodu jsou porovnávána používaná provedení ovládní pecních vrat. Srovnáním jednotlivých alternativ provedení ovládní byl vybrán jeden způsob k bližšímu rozebrání a bližší specifikaci. Na základě vybraného návrhu je proveden návrh funkčního schématu hydraulického obvodu, včetně specifikace hlavních prvků. Práce dále obsahuje nezbytné výpočty hydraulického systému včetně dimenze potrubí.

Klíčová slova

Tavení, dělič průtoku, pohon, pecní vrata.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KRÁL, D. *Hydraulic Drive of Furnace Door: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of hydromechanics and hydraulic equipment, 2014, 55 s. Thesis head: Pavlok, B.

Bachelor thesis is dealing with furnace door control issue. The current versions of the furnace door control are compared in the introduction. By comparing different alternatives, one was chosen to be analyzed and specify closely. Based on the chosen proposal, the functional diagram of the hydraulic circuit was drawn, including specification of the main elements. The thesis also contains necessary calculations of hydraulic system including pipe dimensions.

Keywords

Fusion, flow divider, drive, furnace door.

Seznam použitých značek a symbolů:

d_1	průměr potrubí [m]
D_1	pracovní průměr pístu [m]
EPDM	kaučuk
F	zatěžující síla [N]
FPM	fluoroelastomer
g	tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]
GORS+	indukční míchání taveniny
k	třecí a bezpečnostní koeficient
L	zdvih vrat [m]
m	hmotnost vrat [kg]
n	otáčky [min^{-1}]
n_{max}	maximální otáčky [min^{-1}]
NBR	pryž nitril
p_1	zvolený pracovní tlak [MPa]
$p_{1,SKUT}$	skutečný pracovní tlak [MPa]
p_z	tlaková ztráta v potrubí/hadici [MPa]
PLC	programovatelný logický počítač
PTFE	teflon
Q_C	celkový průtok [$dm^3 \cdot min^{-1}$]
Q_{CN}	celkový jmenovitý průtok [$dm^3 \cdot min^{-1}$]
Q_G	potřebný průtok [$dm^3 \cdot min^{-1}$]
$Q_{G,SKUT}$	skutečný průtok [$dm^3 \cdot min^{-1}$]
Q_V	objemový průtok [$dm^3 \cdot min^{-1}$]
S	plocha pístu [m^2]
S_1	skutečný průřez potrubí/hadice [m^2]
S_{PT}	průřez tlakového potrubí [m^2]
S_{PN}	průřez nízkotlakého potrubí [m^2]
t	doba zdvihu vrat [s]
v_T	rychlost kapaliny v tlakovém potrubí/hadici [$m \cdot s^{-1}$]
v_N	rychlost kapaliny v nízkotlakém potrubí/hadici [$m \cdot s^{-1}$]
$v_{PT;HT}$	skutečná rychlost kapaliny v tlakovém potrubí/hadici [$m \cdot s^{-1}$]
$v_{PN;HN}$	skutečná rychlost kapaliny v nízkotlakém potrubí/hadici [$m \cdot s^{-1}$]
V_g	geometrický objem hydrogenerátoru [m^3]
V_{gKAT}	geometrický objem dle katalogu [cm^3]
Δp	tlaková diference [MPa]
η_{mp}	mechanicko-tlaková účinnost [1]
η_Q	průtoková účinnost [1]
λ	třecí součinitel v potrubí/hadici [1]
ν	kinematická viskozita pracovní kapaliny [$mm^2 \cdot s^{-1}$]
ρ	hustota pracovní kapaliny [$kg \cdot m^{-3}$]

Obsah

Úvod.....	8
1 Přehled současného stavu řešené problematiky	9
1.1 Druhy tavicích pecí	9
1.2 Řešení ovládnání pecních vrat	11
1.2.1 Ovládnání pomocí jednoho přímočarého hydromotoru.....	12
1.2.2 Ovládnání pomocí dvou přímočarých hydromotorů.....	13
1.2.3 Přítlak pecních vrat	15
1.3 Děliče průtoku.....	15
1.4 Pracovní kapaliny.....	20
1.4.1 Druhy používaných pracovních kapalin	21
1.4.2 Podrobná charakteristika vybraných pracovních kapalin	22
1.4.3 Shrnutí a volba kapaliny	25
1.5 Těsnící materiály.....	26
1.5.1 Shrnutí.....	26
2 Volba alternativy řešení.....	27
2.1 Zvolené alternativy.....	28
3 Řešení problému dle parametrů od zadavatele.....	29
3.1 Popis funkcí hydraulických pohonů.....	31
3.2 Popis elektrického ovládnání hydraulického systému pece.....	34
4 Výpočet hydraulického obvodu.....	37
4.1 Pohon vrat hlavní komory.....	37
4.1.1 Návrh hydromotoru.....	37
4.1.2 Návrh hydrogenerátoru	38
4.1.3 Návrh a výpočet potrubí	39
4.2 Pohon vrat boční komory.....	45
4.2.1 Návrh hydromotoru.....	45
4.2.2 Návrh a výpočet potrubí	45
4.3 Přítlak vrat.....	51
4.3.1 Návrh hydromotoru.....	51
5 Závěr.....	53
6 Použitá literatura.....	54
7 Použité informační zdroje.....	55
8 Seznam příloh.....	55

Úvod

Hydraulika je velice rozšířený obor, který zasahuje prakticky do všech odvětví průmyslu. Téma mé bakalářské práce vzešlo právě z praxe, konkrétně od firmy IVV Engineering s.r.o. Ostrava. Tato firma se zabývá konstrukcí a projekcí hydraulických zařízení, ale také výzkumem hydraulických pohonů a dalšími aktivitami v oblasti hydraulických strojů a zařízení. Předmětem zájmu firmy jsou zejména hydraulické zařízení v hutích, mezi něž spadá i řešený problém – hydraulický pohon a ovládání vrat tavicí pece.

Mezi hlavní řešené problémy patří výběr pracovní kapaliny, která musí být nehořlavá. Dále zajištění synchronního chodu přímočarých hydromotorů, zajišťujících zvedání a spouštění vrat tavicí pece. Těmto problémům jsem věnoval podstatnou část rešerše práce.

Ve své práci představuji tavicí pece firmy Stinchcombe Furnaces Group s.r.o., ve kterých se tyto hydraulické pohony používají, popisují jednotlivé způsoby ovládání pecních vrat, jejich výhody a nevýhody. Je vybráno jedno provedení k podrobnějšímu zpracování, k návrhu funkčního schématu hydraulického obvodu, volbě pracovní kapaliny, návrhu hydraulického obvodu včetně specifikace hlavních prvků a výpočtu tlakových ztrát v obvodu.

1 Přehled současného stavu řešené problematiky

1.1 Druhy tavicích pecí

Firma Stinchcombe Furnaces Group s.r.o., dále jen Stinchcombe, zabývající se hlavně výrobou pecí na lehké a barevné kovy, projektuje a realizuje více druhů provedení pecí.

Mezi sortiment firmy patří:

1. Jednokomorová tavicí pec
2. Vícekomorová tavicí pec
3. Ustalovací pec
4. Dvoukomorová pec vycezovací
5. Šachtová tavicí pec
6. Rotační pec
7. Kelímková pec

Zaměříme se na bližší specifikaci jednokomorové a vícekomorové tavicí pece.

Jednokomorová plynová tavicí pec

Jednokomorová tavicí pec Stinchcombe je určena pro tavení hliníku a jeho slitin. Vsázkou mohou být ingoty, volný kusový šrot, balíky atd. Pec je dodávána ve dvou provedeních, sklopném nebo statickém. Sklopné pece jsou hydraulicky ovládané s vylévacím otvorem v ose pivotů. Odlévání kovu ze statických pecí je prováděno přes odpichový otvor nebo pomocí elektromagnetického čerpadla GORS+. Komora pece je navržena s maximálním důrazem na efektivní tavení a snadnou práci tavičů při obsluze agregátu. Pec je vybavena automatickým hořákovým systémem s řízením teploty dle stropního nebo lázněového termočlátku. Tento systém umožňuje rychlé tavení s nízkými ztrátami kovu propalem. Konstrukce pecí Stinchcombe je navržena tak, aby bylo možné kdykoliv doinstalovat systém indukčního míchání taveniny GORS+. [1]

Hlavní výhody pecního agregátu:

1. sklopná pec - vylévací otvor v ose pivotů pece zabezpečuje konstantní výšku odlévaného kovu ve žlabu spolu s jedinečnou možností řízení procesu lití
2. statická pec – přesné řízení procesu lití pomocí elektromagnetického čerpadla GORS+. Žádné mechanické části, minimální nároky na údržbu. Řízení odlévaného množství taveniny pomocí laseru.
3. robustní konstrukce ocelového pláště pece

4. manuální nebo plně automatický hořákový systém na zemní plyn s možností rekuperace nebo regenerace spalin
5. přesné řízení teploty taveného kovu a teploty komory
6. nesmáčivá žáruvzdorná vyzdívka pece, kompletní monolit, cihly nebo jejich kombinace
7. pec je připravena pro instalaci systému indukčního míchání taveniny GORS+
8. pec je vhodná pro nepřetržitý i postupný proces vsázení
9. jednoduchý přístup k čištění a údržbě pece
10. tento typ pece je možné použít pro tavení mědi, zinku a jiných barevných kovů



Obr. 1.1 Plynová tavicí pec výrobce Stinchcombe, s lanovým převodem [1]



Obr. 1.2 Vsazení šrotu do otevřené pece ve formě balíků [1]

Vícekomorová plynová tavicí pec

V tomto případě se jedná o tříkomorovou tavicí pec typu Side Well na tavení hliníku. Hlavní komora je navržena pro sázení velkých kusů vsázky, jako jsou ingoty, tyče, velké lisované balíky apod. Hlavní komora také slouží jako zásoba kovu v peci. V této komoře jsou umístěny hořáky, které předávají tepelnou energii roztavenému kovu, což později hraje hlavní roli při tavení šrotu proudem tekutého kovu. Boční komora, neboli Side Well, je komora, kde se vsázený materiál taví pouze proudem tekutého kovu o vysoké teplotě. Tento způsob tavení, bez přítomnosti plamene hořáku, značně snižuje ztráty kovu propalem. Boční komora je navržena pro sázení kusového šrotu o malých rozměrech, briket a balíků lisovaného šrotu. Třetí komora, kde je instalován induktor GORS+, je nazývána induktorová. Díky speciálnímu tvaru žáruvzdorné vyzdívky a uložení samotného induktoru vzniká v tekutém kovu vír, který zaplavuje lehký šrot, jako jsou špony, stružiny, penízky apod. Indukční míchání kovu GORS+ navyšuje tavicí výkon agregátu a snižuje spotřebu plynu při tavicím a ustalovacím procesu. Další výhodou této technologie je

teplotní a chemická homogenita lázně v celém jejím objemu. Pec je vybavena hořáky na zemní plyn. Agregát může být navržen jako statický nebo sklopný. V případě sklopné pece je vyklápění zajištěno dvěma příčnými hydromotory. Agregát je vybaven třemi kusy hydraulicky ovládaných dveří. Ovládání všech komponentů pece je prostřednictvím hlavního ovládacího panelu s dotykovou obrazovkou. Veškeré informace o provozu agregátu jsou ukládány a lze je kdykoliv zpětně vyvolat. [1]

Hlavní výhody pecního agregátu:

1. tři pecní komory
2. vysoký tavicí výkon
3. nízké ztráty kovu propalem
4. indukční míchání taveniny GORS+
5. možnost tavení různého druhu Al šrotu
6. zanořování lehkého šrotu jako jsou špony a třísky
7. zanořování křemíku a jiných legur
8. velmi nízké ztráty legovacích prvků při procesu legování
9. teplotní a chemická homogenita taveniny



Obr. 1.3 Plynová vícekomorová tavicí pec výrobce Stinchcombe, hlavní komora, pohon dvěma hydromotory [1]



Obr. 1.4 Plynová vícekomorová tavicí pec výrobce Stinchcombe, boční komora, ovládání dvěma hydromotory [1]

1.2 Řešení ovládání pecních vrat

V praxi se k ovládání pecních vrat používají mechanické, elektromechanické a hydraulické pohony. Hydraulické pohony jsou však právě k těmto účelům využívány nejčastěji. Hydraulické pohony vrat se používají ve více odvětvích těžkého průmyslu, zaměříme se ale jen na tavicí pece na lehké a barevné kovy, jako jsou hliník a zinek. Firma Stinchcombe Furnaces Group s.r.o. zvolila jako způsob ovládání vrat právě hydraulická řešení firmy IVV Engineering s.r.o. Ovládáním vrat myslíme otevírání směrem vzhůru,

spouštění, dosednutí do uzavřené polohy a jejich následné přitlačení na těsnění těla pece. Hydraulické ovládání vrat se řeší dvěma způsoby. Vrata lze ovládat pomocí jednoho přímočarého hydromotoru a lanového převodu nebo pomocí dvou přímočarých hydromotorů. Otevírání a zavírání vrat je také otázkou času, který má v této části výroby značný vliv na ekonomiku provozu. Každá sekunda otevřených vrat navíc znamená ztrátu potřebné teploty pro tavení kovu a tím nutnost většího nahřívání. Tento proces proto nesmí trvat příliš dlouho. Optimální doba zdvihu vrat je cca 15 – 25 vteřin. Spouštění, které trvá stejný časový úsek, je brzděno.

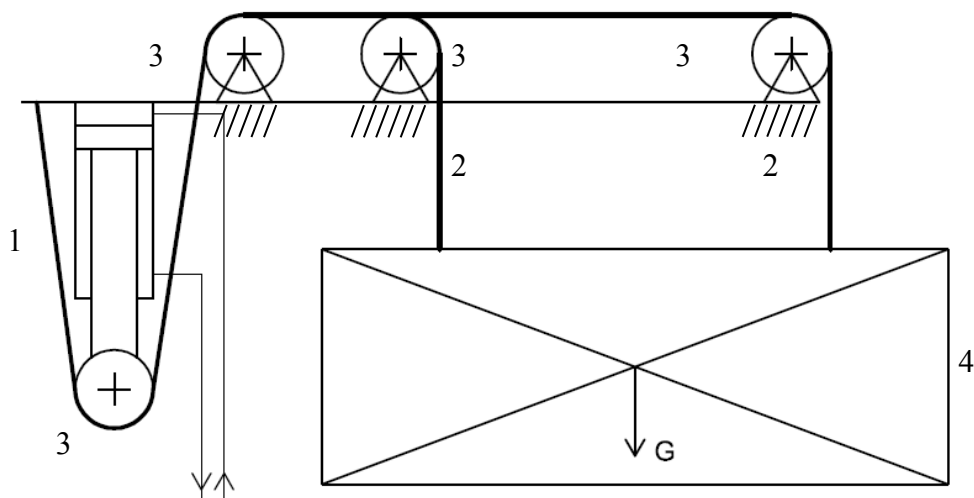
1.2.1 Ovládání pomocí jednoho přímočarého hydromotoru

Prvním způsobem je ovládání vrat pomocí jednoho přímočarého hydromotoru a lanového převodu. Hydromotor umístěný na jedné straně pece je pomocí kladky a ocelového lana spojen s vraty pece. Vrata pece jsou ukotveny ocelovými lany ve dvou místech, jako je nakresleno na Obr. 1.5, tím je zajištěna lepší stabilita a také zamezena možnost výchylky vrat při zvedání či spouštění. Lana jsou od vrat vedena k hydromotoru pomocí kladek, které dva prameny lan soustředí do jedné hlavní kladky umístěné na pístnici hydromotoru. Přes tuto kladku je lano vedeno a napevno ukotveno k samotné peci. Tento způsob se používá u menších pecí, kde se nepotýkáme s velkou hmotností vrat.

Hlavní výhodou je použití pouze jednoho hydromotoru, což v praxi znamená ušetření nemalých částek za potřebné další komponenty systému. Tohle se však samozřejmě odráží na výkonosti tohoto systému, použití s jedním hydromotorem se dá použít pouze u malých lehkých vrat, standardně pro vrata do 4 tun své hmotnosti. Další výhodou je používání vrat bez tzv. synchronizace motorů. Tato nutnost použitím pouze jednoho hydromotoru odpadá. Zdvih vrat je díky použitým kladkám dvojnásobný oproti části vysunuté pístnice. Jednoduše řečeno, zdvih vrat a vysunutí pístnice jsou v poměru 2:1. V praxi se nejčastěji vrata zvedají do výšky cca jednoho metru, což znamená vysunutí pístnice hydromotoru o půl metru.

Mezi nevýhody tohoto řešení patří nutnost použití dostatečně robustního hydromotoru s větším průměrem pístnice. Nutnost použití pístnice většího průměru je díky použitým kladkám v tomto systému řešení. Kladky způsobí takový efekt, že při zvedání zátěže, sice není potřeba dlouhá pístnice, ale hydromotor musí vynaložit dvakrát větší sílu na zdvih. Jedná se tedy o dvojnásobek hmotnosti vrat. Toto vysvětluje použití dostatečně dlouhé robustní pístnice, která se v praxi běžně pohybuje průměrem okolo sta milimetrů. V praxi je nutnost použití většího hydromotoru neekonomické, ale menší hydromotor by bohužel takovou hmotnost neunesl. Při vysunutí pístnice do koncové polohy je sama pístnice také

namáhaná na vzpěr, což koresponduje s použitím pístnice většího průměru. Tato skutečnost volby většího průměru pístnice je závislá na tzv. diagramu vzpěrné pevnosti. Diagram přidává každý výrobce k dokumentaci hydromotoru.



Obr. 1.5 Zjednodušený náčrt ovládání pecních vrat pomocí jednoho přímočarého hydromotoru a lanového převodu. Směr průtoku naznačen šipkami pro zdvih vrat.
 1 – přímočarý hydromotor, 2 – ocelové lano, 3 – kladka, 4 - vrata



Obr. 1.6 Tavicí pec výrobce Stinchcombe Furnaces Group, s lanovým převodem [1]

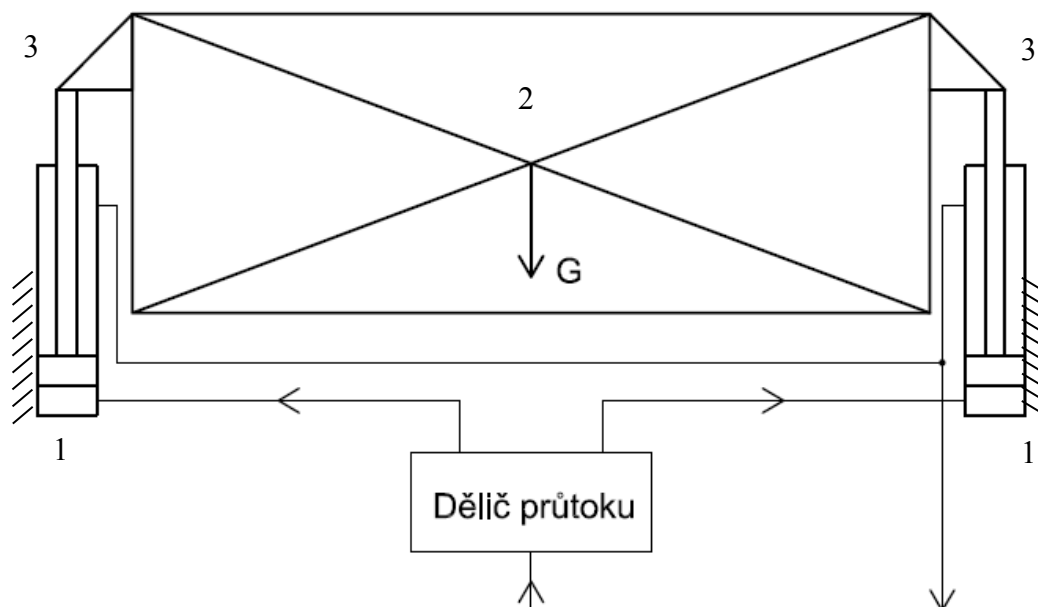


Obr. 1.7 Tavicí pec výrobce Stinchcombe Furnaces Group, s lanovým převodem [1]

1.2.2 Ovládání pomocí dvou přímočarých hydromotorů

Druhý způsob jak otevírat a zavírat vrata je řešen pomocí dvou hydromotorů, Obr. 1.8. Každý ze dvou hydromotorů je umístěn na jedné straně pecních vrat ve společném rámu. Vrata se ve svém rámu pohybují ve vodících ližinách. Při spuštění agregátu se začnou oba motory vysouvat současně. Výhodou tohoto řešení je možnost použití robustních vrat

s kvalitní vyzdívkou, které mají velkou hmotnost. Nosná kapacita toho způsobu je mnohonásobně větší oproti systému použití s jedním hydromotorem. V praxi se toto provedení provádí u pecních vrat s hmotností cca 8 - 12 tun. Délka vysunutí pístnice se rovná výšce zdvihu pecních vrat. Hlavním problémem použití dvou hydromotorů je nebezpečí přičení takto poháněných vrat, z důvodů nerovnoměrnosti chodu dvou přímočarých hydromotorů. Hydraulický agregát není schopný sám o sobě přesně rozdělit průtok mezi oba hydromotory, pístnice se potom vysouvají nestejně a jinou rychlostí. Je zde více faktorů proč tomu tak je. Jedním případem mohou být například nevyvážená vrata, kdy jeden hydromotor je nucen zvedat větší zátěž. V provozu se také může stát, že se vrata v ližinách nepohybují stejně z důvodů špatného mazání stykových ploch a ložisek vrat. Pracovní kapalina se v těchto případech dá cestou nejmenšího odporu a tím dojde k nežádoucímu náklonu vrat. Tento problém je vyřešen tzv. děličem průtoku, který se umísťuje za hydraulický agregát a stará se o rovnoměrné rozdělení pracovní kapaliny do obou hydromotorů. Více o této komponentě je popsáno v kapitole „1.3 Děliče průtoku“. U tohoto typu řešení je nutné, díky dělení průtoku mezi dva hydromotory, zvolit hydraulický agregát s větším průtokem. Jinak bychom nedosáhli požadovaného časového rozmezí pro otevírání a zavírání vrat.



Obr. 1.8 Zjednodušený náčrt ovládní pecních vrat pomocí dvou přímočarých hydromotorů. Směr průtoku naznačen šipkami pro zdvih vrat.

1 – přímočarý hydromotor, 2 – vrata, 3 – pružná vazba

Uvedený dělič průtoku zde není více rozkreslen, protože záleží na typu použitého děliče. Způsob zapojení je ovšem vždy stejný jako na náčrtu. Více o děličích v kapitole „1.3 Děliče průtoku“, kde jsou jednotlivé děliče popsány.



Obr. 1.9 Tavicí pec výrobce Stinchcombe Furnaces Group, typu Side Well na tavení hliníku [1]



Obr. 1.10 Tavicí pec výrobce Stinchcombe Furnaces Group, typu Side Well na tavení hliníku [1]

1.2.3 Přítlak pecních vrat

Vrata tavicí pece je nutné při otevírání a zavírání mírně odklonit od pece, aby nedocházelo k drhnutí vnitřní vyzdívky o dosedací rám pece, který je opatřen těsněním z fibralu. Tento prvek se nachází u obou způsobu provedení. Pecní vrata se pohybují po ližinách, které zabraňují tomu, aby vrata uhly do strany. Odklon celé přední konstrukce vrat, včetně rámu s ližinami a zdvihacími hydromotory, je umožněn díky kloubovému spojení v dolní části pece. Ve většině případů se odklon a přítlak ovládá pomocí dvou hydromotorů, které jsou umístěny symetricky vůči zvedaným vratům v horní části pece a pecních vrat. Pec je mírně přetlakovaná, a to působí na vrata pece určitou silou. Standardně se k přítlaku u těchto systémů pecí používají dva přímočaré hydromotory s průměrem pístnice 63 mm, které pracují pod tlakem 5 MPa. Hydromotory plní těsnicí funkci, přitlačením vrat na tělo pece zabrání úniku tepla z pece, důležitého pro tavení kovů. Jsou velice namáhané vysokou teplotou vzduchu proudícího z otevřené pece. Tyto prvky systému je nutné odstínit, aby docházelo k co nejmenší degradaci pracovní kapaliny vlivem vysokých teplot. Vysoká teplota nesevřčí také hydromotoru. Díky vysokým teplotám je nutné použít odpovídající kvalitu a určení pracovní kapaliny, ideálně nehořlavou těžko zápalnou kapalinu.

1.3 Děliče průtoku

Děliče průtoku slouží v hydraulických obvodech k zajištění stejné rychlosti pohybu spotřebičů. Děliče průtoku se konstrukčně dělí na děliče zubové a šoupátkové. Přesto je třeba počítat s tím, že obě tato řešení vykazují vždy určitou chybu dle provedení. Šoupátkové děliče se používají převážně u aplikací, kde spotřebiče mají mezi sebou mechanickou vazbu, která zamezí přednostnímu pohybu spotřebiče s nižším zatížením.

Zubové děliče je možno použít i pro aplikace bez mechanické vazby. Vliv viskozity tlakového média na přesnost dělení je zanedbatelná.

Šoupátkový dělič průtoku typu TQ

Výrobce Eurofluid-Hydraulik s.r.o. Samočinný řízený spotřebič, který zcela nezávisle na rozdílech tlaku na pracovních výstupech A a B dělí do kanálu C vystupující proud Q_C na dva stejně velké výstupní proudy Q_A a Q_B , nebo v protisměru zadrží dílčí dva proudy Q_A a Q_B a spojí do celkového proudu Q_C .

V ocelovém tělese jsou lehce posunutelně uspořádány dva kalené a broušené, navzájem spojené regulační píсты, které jsou centrovány ve střední, tj. klidové, poloze pružinami. Za sebou spojená škrťací vrtání v obou regulačních pístech vytváří mezi vstupem a oběma výstupy škrťací místa s konstantními a proměnnými průřezy. Při určitém průtoku vzniknou na těchto škrťacích místech tlakové spády, které unášejí písty do regulační polohy, jakož také kontinuálně vyrovnávají určité eventuální změny tlaku mezi oběma výstupy na základě rozdílů zatížení na připojených spotřebičích. Tím vznikají mezi oběma výstupy a vstupem stejně velké celkové tlakové spády, což pak také dává dle fyzikální závislosti mezi průtokovou ztrátou a průtokem dva stejně velké dílčí průtoky. Případné nerovnoměrnosti chodu se vyrovnají u hydromotorů vždy v koncové poloze zdvihu. U stejně velkých hydraulických spotřebičů vzniká jistá nerovnoměrnost chodu, jak od vnitřních propustností spotřebičů, tak od již zmíněných přímočarých hydromotorů. Dále pak objemové elasticity zařízení. Zde se řadí stlačitelnost oleje a ohebnost hadic. Přesnost dělení není konstantní hodnota, je závislá na provozních parametrech a může se měnit během průběhu pracovního cyklu, například poměru zatížení. [2]

Technická data:

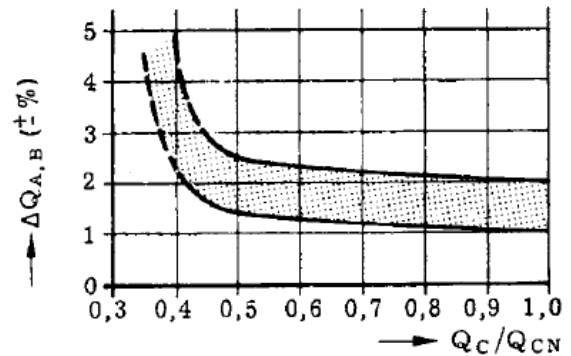
Tlakové médium: Hydraulický olej, s rozsahem viskozity minimálně $4 \text{ mm}^2/\text{s}$ a maximálně $1500 \text{ mm}^2/\text{s}$. Ideální rozsah pro optimální provoz by měl být cca $10 - 500 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Teplota: Teplota oleje a okolí by neměla přesáhnout rozmezí od $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ do $+80 \text{ }^\circ\text{C}$, zde je nutné dávat pozor na měnící se viskozitu oleje.

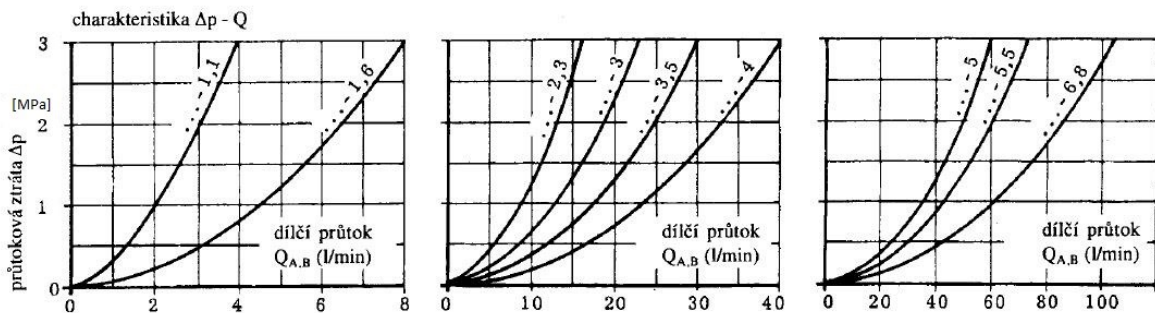
Přesnost dělení: Přesnost dělení je závislá na celkovém průtoku Q_C , který má ležet mezi $50 - 100 \% Q_{CN}$. Q_{CN} je směrná hodnota pro dovolený průtok na výstupu C, přitom vzniká v průchodech C – A a C – B průtoková ztráta, která je cca 3 MPa . Přesnost dělení je závislá na tlakovém

rozdílu mezi výstupy A a B ke spotřebiči, tj v našem případě příčný hydromotor. Při stejných nebo nepatrně se lišících tlacích, do 2MPa, leží chyba dělení v intervalu $\pm 2\%$. Při větších diferencích tlaku se chyba dělení zvětšuje a leží při rozdílu 10 MPa v intervalu $\pm 2,5\%$. Při vyšších průtocích může tato chyba dělení stoupnout na $\pm 7\%$. [2]

Obr. 1.11 Graf závislosti procentuální přesnosti dělení na poměru celkového průtoku Q_C a dovoleného jmenovitého průtoku Q_{CN} , tzn. využitelnosti rozsahu průtoku [2]



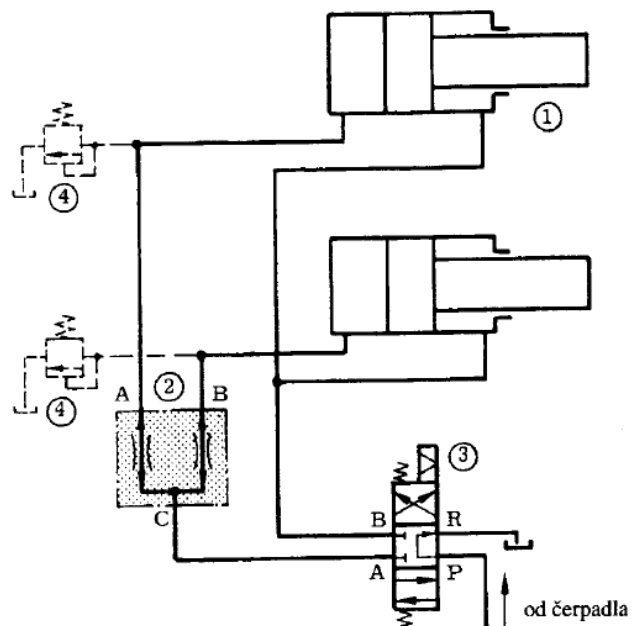
Při průtoku pracovní kapaliny děličem dochází k tlakovým ztrátám.



Obr. 1.12 Grafy závislosti tlakové ztráty Δp [MPa] na dílčím průtoku $Q_{A,B}$ [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$]

Obr. 1.13 Zjednodušené schéma zapojení děliče průtoku typu TQ.

1 – dvojčinný přímočarý hydromotor
 2 – proudový dělič TQ
 3 – rozváděč
 4 – přepouštěcí ventily (nastavená hodnota jako pojistný ventil čerpadla), díky těmto ventilům dojde k vyrovnání systému v koncové poloze [2]



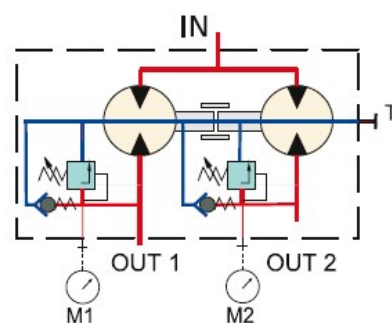
Obr. 1.14 Podoba komponenty šoupátkového děliče průtoku typové řady TQ. [2]



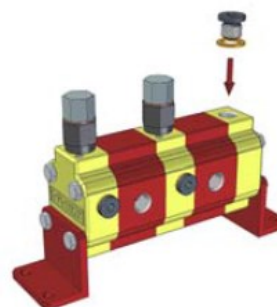
Zubový dělič průtoku typu RV

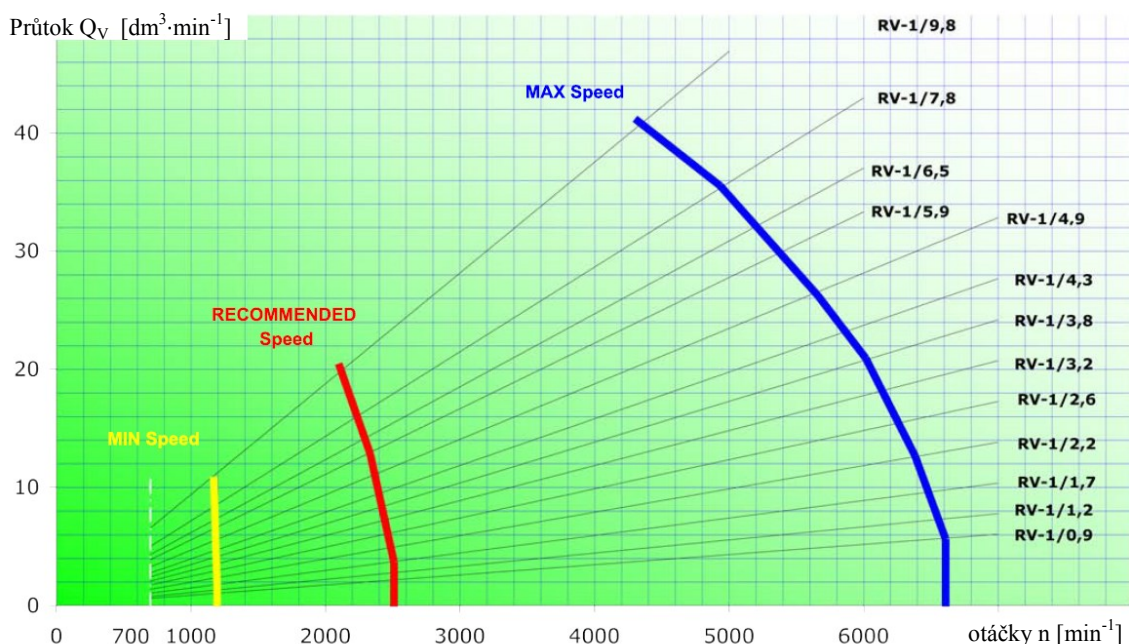
Výrobce Hydroma s.r.o. Rotační dělič průtoku se skládá ze dvou nebo více prvků, s modulárním zařízením mechanicky propojeným vnitřním hřídelem, který způsobuje otáčení obou prvků stejnou rychlostí. Na rozdíl od zubových čerpadel, v nichž je roztáčen pomocí příkonu elektromotoru, v děliči průtoku, je příkon povahy mechaniky tekutiny, průtok oleje pod tlakem rovnoměrně roztáčí modulární prvky, které jsou spojeny s hydraulickým okruhem sloužící uživateli. Část toku využitá každým prvkem je jeho jmenovitý průtok. Proto, na rozdíl od standardních statických přepážek s proměnnými porty, děliče průtoku nezpůsobí ztráty a jsou také mnohem přesnější. Použití děliče průtoku v systému snižuje počet čerpadel nutných k rovnoměrnému rozdělení průtoku kapaliny. Pomineme-li malé ztráty, v současné době se celkový příkon rovná součtu sil dodaných všem prvkům, které tvoří dělič průtoku.

Obr. 1.15 Způsob provedení zubového děliče průtoku řady RV, typu RV-0V. IN vstup, OUT1 a OUT2 výstupy. Použité přepouštěcí ventily (nastavená hodnota jako pojistný ventil čerpadla), slouží k vyrovnání systému v koncové poloze [3]



Obr. 1.16 Podoba komponenty zubového děliče průtoku řady RV, typu RV-0V. [3]





Obr. 1.17 Graf, doporučené použití rotačního děliče průtoku řady RV-1 v závislosti na jeho otáčkách n [min⁻¹] a průtoku Q_v [dm³·min⁻¹] dle typu děliče.

Radiální pístový dělič průtoku typu MT-GM

Výrobce IcFluidPower. Dvou sekční rotační dělič průtoku se vyrábí v pěti velikostech. Pokrývá rozsah průtoku pracovní kapaliny od 5 dm³·min⁻¹ do 550 dm³·min⁻¹ na sekci, při pracovním tlaku do 24 MPa, Ocelový výstup z bloku a koncové tlumení. Obsahuje tlakový ventil pro sekundární ochranu a zkušební port na každou sekci. Minimální výstupní průtok 3 dm³·min⁻¹. Tolerance synchronizace jsou $\pm 0,5$ až $\pm 0,8\%$, jedná se tedy o velice přesný dělič průtoku.



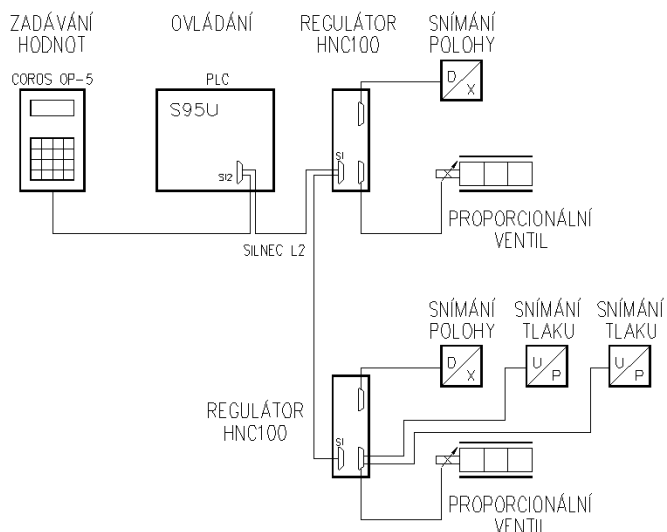
Obr. 1.18 Podoba komponenty radiálního pístového děliče průtoku výrobce IcFluidPower [4]

Elektrohydraulický synchronizátor typ HNC-100

Digitální regulátor firmy Bosh Rexroth. S tímto systémem se dá dosáhnout synchronizace, tzn. přesnosti, 0,1 %. Toto provedení se však z důvodu vysoké pořizovací ceny a složitosti propojení všech elektronických prvků příliš nepoužívá. Je nutné použití hydromotorů se snímači polohy, digitální regulátor průtoku, dva speciální proporcionální ventily atd.

Všechny tyto prvky jsou velice nákladné, a proto se dává přednost synchronizaci mechanicko-hydraulické.

Obr. 1.19 Schéma zapojení digitálního regulátoru firmy Bosh Rexroth typu HNC100. [5]



Obr. 1.20 Podoba digitálního regulátoru Bosh Rexroth typu HNC100. Jednotlivé porty na zařízení slouží k připojení snímačů polohy, tlaku a k připojení proporcionálních ventilů. Celé zařízení je řízeno programovatelným logickým počítačem PLC. [5]

1.4 Pracovní kapaliny

Provozní chování hydraulického zařízení závisí ve vysoké míře na kvalitě nasazené tlakové kapaliny. Výběr tlakové kapaliny se řídí v zásadě podle podmínek nasazení jako například teplota, druh přístroje a prostředí. V tomto případě se jedná zejména o kapaliny se sníženou hořlavostí a odolností vůči vysokým teplotám.

Požadavky kladené na pracovní kapaliny:

- minimalizace tření – dobrá mazací schopnost
- odvod a rozptýlení tepla
- ochrana součástí před korozi
- dobrá viskozitně – teplotní závislost a vhodnost pro široký rozsah teplot
- vysoká tepelná stabilita a odolnost proti stárnutí
- kompatibilita s kovy i elastomery
- nízká hořlavost

1.4.1 Druhy používaných pracovních kapalin

Tabulka 1.1 Hydraulické minerální oleje rozdělení dle norem ISO 6743/4 a DIN 51524. Minerální oleje – ekologicky nešetrné. [6]

<i>ISO</i>	<i>DIN</i>	<i>Stručná charakteristika</i>	<i>Rozsah použití [°C]</i>
HM	HLP	Oleje HL + aditiva snižující opotřebení	-20 až +90
HV	HVLP	Oleje typu HM s přísadou pro zlepšení viskozitně - teplotních vlastností	-35 až +120
HS	-	Syntetické kapaliny bez zvláštní odolnosti proti hoření (!)	-35 až +120
-	HLPD	Oleje typu HM s DD přísadou (detergent/disperzant)	-35 až +120

Tabulka 1.2 Hydraulické oleje se sníženou hořlavostí rozdělení dle norem ISO 6743/4 a DIN 51502. [6]

<i>ISO</i>	<i>DIN</i>	<i>Stručná charakteristika</i>	<i>Rozsah použití [°C]</i>
HFA	HFA	Emulze typu olej ve vodě s podílem vody > 80 %	+5 až +55
HFB	HFB	Emulze typu voda v oleji s podílem oleje cca 60 %	+5 až +60
HFC	HFC	Vodné roztoky polymerů s podílem vody > 35 %	-20 až +60
HFD-R	HFD-R	Bezvodé syntetické kapaliny na bázi fosforečných esterů	-20 až +150
HFD-S	HFD-S	Syntetické kapaliny na bázi chlorovaných uhlovodíků, bez vody	-20 až +150
HFD-T	HFD-T	Směs syntetických kapalin HFDR a HFDS	-20 až +150
HFD-U	HFD-U	Bezvodé syntetické kapaliny na jiné bázi (např. diestery)	-35 až +90

Použití emulze oleje s vodou, emulze vody s olejem či jiné vodné roztoky se v těchto systémech používají, pokud je však možno, je dobré se jim vyvarovat. Nastávají problémy, kdy je nutno použít nerezové díly systému kvůli korozi. Použití těchto emulzí a roztoků či minerálního oleje je také velmi neekologické z důvodu obsahu dílu oleje ve vodě. Použití kapalin typu HFD vyžaduje nádrž z nerezové oceli, běžné nádrže se natírají zinkovým nátěrem, který se působením těchto hydraulických kapalin rozpouští. Důležité je také myslet na parametry hydraulického agregátu, při použití různých druhů hydraulických

kapalin. Například při použití kapaliny HFD parametry agregátu jdou prudce dolů. Mění se dovolené otáčky i tlak. Na tyto skutečnosti je třeba myslet ať už při návrhu vhodné kapaliny, tak při návrhu agregátu.

1.4.2 Podrobná charakteristika vybraných pracovních kapalin

HM/HLP:

Hydrol[®] L-HM/HLP – výrobce OrlenOIL

Všeobecná charakteristika: Hydraulické oleje Hydrol[®] L-HM/HLP jsou určeny k použití ve vysoce zatěžovaných hydraulických soustavách průmyslových strojů a zařízení. [7]

Použití: Hydraulické oleje jsou určeny k přenosu síly v hydrostatických soustavách a k pohonu hydraulických zařízení, tj. v hydraulických převodech, řídicích a regulačních mechanismech a v jiných zařízeních, která pracují v těžkých pracovních podmínkách. [7]

Tabulka 1.3 Fyzikální parametry. Typické hodnoty dle viskozitní třídy oleje. [7]

<i>Parametry</i>	<i>Jednotky</i>	<i>Typické hodnoty</i>		
Viskozitní třída ISO VG		68	100	150
Kinematická viskozita při 40°C	[mm ² ·s ⁻¹]	66,2	95,8	148,7
Viskozitní index	[1]	99	93	93
Bod tuhnutí	[°C]	-30	-25	-22
Bod vzplanutí	[°C]	228	245	248

HLP-D:

Energol HLP-D – výrobce BP (British Petroleum)

Všeobecná charakteristika: Řada hydraulických kapalin na bázi ropných olejů. Vlastnosti základového selektivně rafinovaného parafinického oleje jsou zlepšeny přísadami, které minimalizují korozi, oxidaci, pěnovost a opotřebení a tím zajišťují dlouhou životnost. [8]

Použití: Zejména v hydraulických systémech strojů, převodech a spojkách, a dále pak pro mobilní hydraulické systémy. Znečištění hydraulických olejů kapalinami na bázi vody může způsobit korozi a zadíraní hydraulických prvků. Detergentně/disperzní účinky oleje udržují řádnou funkci hydraulických systémů i za těchto podmínek. [8]

Hlavní výhody:

- hladký provoz kluzných částí v hydraulických systémech díky dobré filtrovatelnosti

- dobrá smáčivost povrchů, hladký skluz těsnění na pístech a pístnicích, snížená koroze
- vynikající ochrana proti korozi v obtížných, nepříznivých provozních podmínkách
- prodloužení životnosti strojních součástí u mnoha aplikací

Tabulka 1.4 Fyzikální parametry. Typické hodnoty dle viskozitní třídy oleje. [8]

<i>Parametry</i>	<i>Jednotky</i>	<i>Typické hodnoty</i>		
Viskozitní třída ISO VG		32	46	68
Kinematická viskozita při 40°C	[mm ² ·s ⁻¹]	32	46	68
Viskozitní index	[1]	100	100	100
Hustota při 15°C	[kg·m ⁻³]	877	878	878
Bod tuhnutí	[°C]	-30	-24	-24
Bod vzplanutí	[°C]	222	225	230

HFC:

QUINTOLUBRIC® 702-46 RD – výrobce Quaker

HFC neboli water-glykol (roztok vody a glykolu) kapaliny obsahují 35 až 60% vody kvůli požární odolnosti, a díl glykolu jako nemrzoucí směs. Jako glykol je použit diethylenglykol, který je netoxický a biologicky odbouratelný. Dále pak zahušťovadla, jako je polyglykol, který pomáhá docílit požadované viskozity. Tyto tekutiny obsahují také všechny důležité přísady, jako jsou přísady proti opotřebení, pění, korozi. Provozní teploty pro tuto tekutinu by měla být udržována pod 60°C, aby se předešlo odpařování a zhoršení kvality tekutiny. Naopak teplota kapaliny z důvodu použité vody nesmí klesnout pod 0°C. [9]

Všeobecná charakteristika: Prémiový roztok vody a glykolu, jehož složení je takové, aby splnil potřeby většiny dnešních hydraulických zařízení. [9]

Obsahuje dostatečné množství vody, aby se zabránilo vznícení, ke kterému může docházet při provozu pod vysokým tlakem či úniku tekutiny a následném kontaktu s vysokým tepelným zdrojem. Kapalina obsahuje přísady, které poskytují lepší mazivost, ochranu proti korozi a celkový výkon pro použití v dnešních hydraulických systémech. [9]

Poskytuje vysoký viskozitní index, nízký bod tuhnutí a vynikající přenos tepla. Tyto vlastnosti, spolu s přísadami proti opotřebení, poskytují prodlouženou životnost čerpadla v systémech provozovaných pod vysokým tlakem nebo při přetížených podmínkách. [9]

Hlavní výhody:

- vynikající chemická a teplotní stabilita
- vysoký viskozitní index
- vynikající ochrana proti korozi, kapalně i plynně

Tabulka 1.5 Fyzikální parametry. Typické hodnoty. [9]

<i>Parametry</i>	<i>Jednotky</i>	<i>Typické hodnoty</i>
Viskozitní třída ISO VG		46
Kinematická viskozita při 40°C	[mm ² ·s ⁻¹]	43
Viskozitní index	[1]	220
Hustota při 15°C	[kg·m ⁻³]	898
Bod tuhnutí	[°C]	-34
Bod vzplanutí	[°C]	-
Bod hoření	[°C]	-
Obsah vody	[%]	40

HFD-U:

QUINTOLUBRIC® 888 – výrobce Quaker

Všeobecná charakteristika: Kapalina byla navržena tak, aby nahradila hydraulické oleje a jiné kapaliny při aplikaci kde existuje možnost a nebezpečí požáru. Může být použita v ekologicky citlivých zařízeních, aniž by byla ohrožena jejich systémová funkce. Tato tekutina neobsahuje vodu, minerální olej, nebo estery kyseliny fosforečné. Je založena na vysoce kvalitních, syntetických a organických esterech. Nabízí prémiové mazání, ochranu proti opotřebení a může být použita s hydraulickými komponenty všechny hlavních výrobců. [9]

Kompatibilita: Tabulka číslo 7 obsahuje doporučení, pokud jde o použití QUINTOLUBRIC® 888 s běžně používanými elastomery. Aplikace elastomeru označeného jako „Static“, který se řadí k nehybným těsněním, jako jsou například O-kroužky ve ventilech a tuhé nízkotlaké připojení hadic. Do označení „Mild-Dynamic“ spadá například akumulátor a gumové hadice, kde jsou hadice vystaveny vysokému tlaku a lehkému ohybu. Označení „Dynamic“ odkazuje na těsnění pístnice hydromotoru, těsnění hřídele v čerpadle a neustále se protahující hadice. [9]

ISO 1629	Druh	S	MD	D
NBR	Nitrilové pryže	C	C	C
FPM	Fluoroelastomer (Viton [®])	C	C	C
CR	Neopren	S	S	S
IIR	Butylová pryž	S	N	N
EPDM	Etylén propylen kaučuk	N	N	N
PU	Polyuretan	C	C	C
PTFE	Teflon [®]	C	C	C

Tabulka 1.6 Elastomery a jejich možnost použití s kapalinami HFD-U. [9]

C = kompatibilní

S = uspokojivý pro krátkodobé použití

N = Není kompatibilní

Hlavní výhody:

- nejlepší ve své třídě, oxidační stabilita
- šetrný k životnímu prostředí
- globální formulace
- vynikající stabilita

Tabulka 1.7 Fyzikální parametry. Typické hodnoty dle viskozitní třídy. [9]

<i>Parametry</i>	<i>Jednotky</i>	<i>Typické hodnoty</i>	
Viskozitní třída ISO VG		46	68
Kinematická viskozita při 40°C	[mm ² ·s ⁻¹]	47,5	68
Kinematická viskozita při 100°C	[mm ² ·s ⁻¹]	9,5	12,5
Viskozitní index	[1]	190	185
Hustota při 15°C	[kg·m ⁻³]	920	920
Bod tuhnutí	[°C]	-30	-30
Bod vzplanutí	[°C]	300	304
Bod hoření	[°C]	360	360

1.4.3 Shrnutí a volba kapaliny

Všechny uvedené kapaliny jsou svými vlastnostmi a parametry vhodné pro zařazení do provozu a aplikaci na daný problém. Kapaliny na bázi minerálních olejů jsou výhodné zejména po cenové stránce. Z hlediska výkonu, bezpečnosti proti požáru a ekologické odbouratelnosti jsou vhodnější těžko zápalné kapaliny. Proto pro návrh ovládání pecních vrat volím kapalinu typu HFD-U. Přesněji volím kapalinu Quintolubric[®] 888 - VG46, která se jeví jako nejlepší jak z hlediska výkonu, trvanlivosti a ceny.

1.5 Těsnicí materiály

Pryž nitril (NBR): Syntetický elastomer, charakteristický vysokou tažnou silou a vysokou odolností proti opotřebení a trvalé deformaci. Teplotní rozsah aplikace je 10°C až + 100°C. Vysoká odolnost vůči derivátům minerálních olejů, olejům, tukům, veškerým druhům minerálů (přírodních nebo živočišných), nepolárním kapalinám a rozpouštědlům.

Fluoroelastomer - Viton[®] (FPM): Použití pro rozsah teplot -15°C až do 220°C. Vysoká odolnost vůči širokému rozsahu chemikálií jako jsou minerály, živočišné a rostlinné oleje, aromatické a alifatické hydrokarbonáty dokonce i při vysokých teplotách, benzínu a topným olejům, chlorovaným rozpouštědlům a kyselinám.

Kaučuk (EPDM): Ethylen-propylen pryž je charakteristická mimořádnou odolností vůči trvalé deformaci, široký teplotní rozsah použití: -30°C až 140°C. Nízká absorpce vody, dobrá parotěsnost. Nedoporučuje se použití pro minerální oleje a veškeré hydrokarbonáty.

Teflon (PTFE): Polymer s velmi vysokou molekulární hmotností. Teplotní rozsah použití je -10°C až 150°C. Odolnost vůči chemickým činidlům a rozpouštědlům, vysoká anti adheze, nízké tření, odolnost vůči napětí v tahu, opotřebení, atmosférickým činidlům, vysoké dielektrické vlastnosti.

Viton/teflon: Vitonové jádro obalené teflonem. Vlastnosti obdobné jako viton a teflon.

Fibral: Materiál velmi podobný azbestu. Není však toxický jako právě azbest. Snáší velice vysoké, až extrémní, teploty. Rozsah použití při teplotách od -15°C až 400°C. Určen pro těsnění vysoce teplotně namáhaných oblastí – tavící pece.

1.5.1 Shrnutí

Těsnění z uvedených materiálů se používá ve většině hydraulických prvků. Vzhledem k vybrané kapalině je nutné použít těsnění z Vitonu[®], aby se předešlo jeho rychlému opotřebení a rozpouštění v kapalině. K utěsnění pecních vrat se používá pouze těsnění z fibralu. Fibral je jeden z mála těsnicích materiálů, který odolává extrémně vysokým teplotám, což je pro utěsnění vrat důležité. Proto se taky při utěsnění myslí na dostatečný přítlak vrat, protože profuky horkého vzduchu z nedovřených vrat těsnění poškozují a hrozí jeho spalení.

2 Volba alternativy řešení

Na základě výše popsaných možností sestavení obvodů pro ovládání vrat je nutné rozhodnout, které řešení je pro ovládání vrat to nejvhodnější. Rozhodování je provedeno na základě kritérií, která jsou hodnocena body. Čím více bodů, tím pro dané provedení lépe. Rozsah 1 – 5 bodů. Každé kritérium má svůj součinitel váhy kritéria.

Tabulka 2.1 Tabulka hodnocených kritérií s jejich hodnocením pro každou alternativu ovládání pecních vrat.

Způsob ovládání	Jednoduchost	Spolehlivost	Cena	Nároky na prostředí	Úspornost
Váha	1	1,5	1	1,5	1
A	5	4	3	5	2
B	4	4	3	4	4
C	3	4	3	4	4
D	3	4	2	4	4
E	2	2	1	2	3
	Výkonnost	Nároky na údržbu	Přesnost	Vliv viskozity	Výsledek
Váha	1,2	1,3	1	1	-
A	2	4	3	5	39,1
B	5	4	3	4	40,7
C	4	4	4	4	40,2
D	5	4	4	4	40,2
E	5	3	5	5	31,9

Ovládání pomocí: A – 1HM

B – 2HM se šoupátkovým děličem průtoku

C – 2HM se zubovým děličem průtoku

D – 2HM s pístovým děličem průtoku

E – 2HM a digitální regulátor průtoku

HM – přímočarý hydromotor

Provedení s jedním přímočarým hydromotorem jsem do porovnávací tabulky zavedl, ale i když nebylo provedení pomocí něj vybráno jako nejlepší, zvolil jsem jej také. Pohon pomocí jednoho hydromotoru se v praxi používá pro zdvih vrat boční komory tavicí pece, kde díky jejich nízké hmotnosti je zbytečné, otevírat je pomocí dvou hydromotorů. Z tabulky 2.1 je patrné, že výsledky jednotlivých typů řešení jsou poměrně vyrovnané. Provedení s digitálním regulátorem se v tomto případě použití ukázalo jako velmi nevhodné. Výsledek ukazuje, že zapojení se šoupátkovým děličem průtoku je nevhodnější.

2.1 Zvolené alternativy

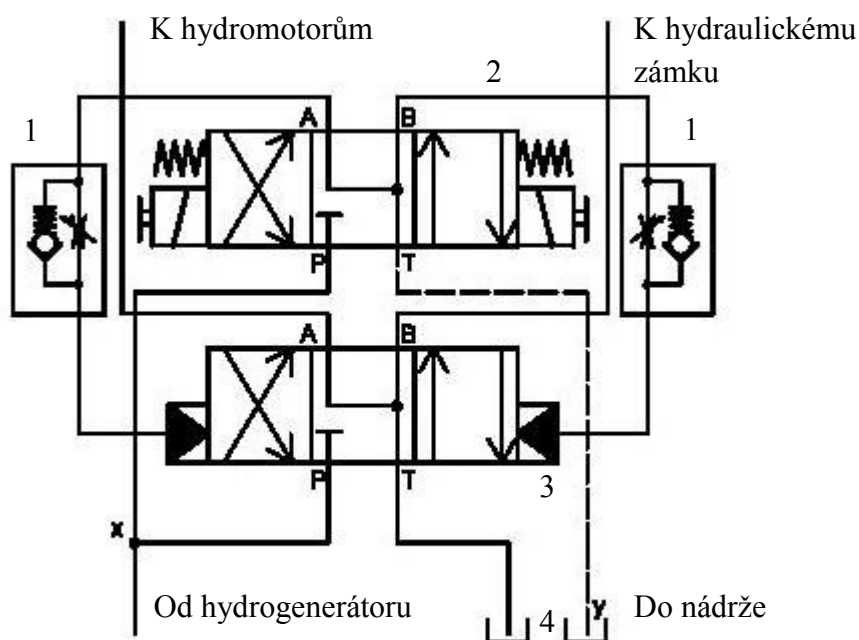
Ovládání se šoupátkovým děličem průtoku

Na základě hodnocení kritérií jsem zvolil k dalšímu zpracování a návrhu podrobnějšího schématu způsob ovládání se šoupátkovým děličem průtoku. Dělič průtoku bude umístěn na vstupu do hydromotorů, tzn. na tlakové straně pro zdvih vrat. Doba zdvihu vrat je jednoznačně určena a proto ji není nutné již během použité aplikace měnit. K řízení se proto dává přednost klasickým rozváděčům a škrtkicím ventilům před řízením pomocí proporcionálních ventilů. Pro dosažení právě určené doby zdvihu je použit neregulační hydrogenerátor a jeho parametry jsou upravovány pomocí škrtkicího a přepouštěcího ventilu. Spouštění vrat je řešeno uvolněním jednosměrného řízeného ventilu a samotnou hmotností vrat. Brždění vrat je řešeno pomocí škrtkicích ventilů.

Ovládání jedním přímočarým hydromotorem

Další zvolenou alternativou je ovládání bočních vrat pece pomocí jednoho přímočarého hydromotoru. Doba zdvihu vrat je opět jednoznačně určena a proto ji není nutné již během použité aplikace měnit. K řízení se proto dává přednost klasickým rozváděčům a škrtkicím ventilům před řízením pomocí proporcionálních rozváděčů. Pro dosažení určené doby zdvihu je použit neregulační hydrogenerátor a jeho parametry jsou upravovány pomocí škrtkicího a přepouštěcího ventilu. Spouštění vrat je řešeno uvolněním jednosměrného řízeného ventilu a samotnou hmotností vrat. Brždění pomocí škrtkicích ventilů.

Modrou oblast řízení na Obr. 3.1 lze rozkreslit jako je tomu na Obr 3.2. Díky většímu průtoku, potřebného pro ovládání hlavních vrat, jsou hydrodynamické síly natolik velké, že není možné použití přímo řízeného rozváděče, ve kterém jsou elektromagnety, které přímo řídí pohyb šoupátka v rozváděči. Díky zmíněným hydrodynamickým silám je nutné hlavní rozváděč řídit nepřímo. Jedná se o systém, tedy kombinaci dvou ventilů (rozváděčů). Jeden je přímo řízený a pod ním je hlavní šoupátko, které je řízeno hydraulicky, čili nepřímo. Výstup A hlavního šoupátka vede směrem k hydromotorům, výstup B je napojeno na řízený ventil hydraulického zámku, kde plní funkci samovolného spouštění vrat vlastní hmotností. Způsobu napojení tlakové strany P se říká interní, tzn., že z P jde řídicí tlak, ale i tlak pro hlavní šoupátko. Strana vedení od T je provedena způsobem externím, tzn., že řídicí i hlavní rozváděč má vlastní odpadní potrubí. Lze provést i interním zapojením, ale pro většinu aplikací není tento způsob vhodný, díky zpětnému tlaku z hlavního šoupátka do šoupátka řídicího. Opačným způsobem lze provést také tlakovou stranu P, tedy externě, kdy každý rozváděč má svou tlakovou větev. Tento způsob se používá tehdy, může-li v systému poklesnout tlak pod cca 0,8 MPa. Při tlaku menším se může stát, že se nepřestaví šoupátko hlavního rozváděče. U naší aplikace ovšem tento problém nehrozí, proto jsem použil způsob interně pro tlakovou stranu a externě pro odpadní stranu. Mezi řídicí a řízený rozváděč jsou přidány škrtkovací ventily, aby nedocházelo při přestavení k rázům.



Obr. 3.2 Schéma zapojení řízení.

1 – škrtkovací ventil s jednosměrným ventilem, 2 – přímo řízený rozváděč, 3 – nepřímo řízený rozváděč, 4 – nádrž, x – tlakové vedení pro přímo řízený rozváděč, y – odpadní vedení pro přímo řízený rozváděč

3.1 Popis funkcí hydraulických pohonů

V této kapitole je uveden popis základní struktury a funkcí elektro-hydraulických pohonů, aplikovaných na peci. Pro lepší orientaci je vypracován výkres obvodu – Příloha 1.

Elektrohydraulické zařízení zabezpečuje následující funkce:

- Otevírání a zavírání pecních vrat dvěma přímočarými hydromotory – jednočinné zapojení
- Otevírání a zavírání pecních vrat přímočarým hydromotorem – jednočinné zapojení
- Řízený přítlak vrat prostřednictvím dvou přímočarých hydromotorů

Zdroj tlakové kapaliny s příslušenstvím a hydraulickým rozvodovým blokem:

Pro pohon jednotlivých hydraulicky ovládaných a řízených funkcí je navržen centrální zdroj tlakové kapaliny – hydraulický agregát s příslušenstvím. Zdroj tlakové kapaliny tvoří hydrogenerátor s vnějším ozubením a s konstantním geometrickým objemem – HG1, mechanicky spojený pružnou zubovou spojkou – TS s hnacím asynchronním elektromotorem – EM1. Tato pohonná jednotka je vertikálně umístěna na víku nádrže – N. Hydraulický agregát je vybaven odpadním nízkotlakým filtrem – F2 s optickým ukazatelem znečištění filtrační vložky, vzduchovým napouštěcím filtrem – VF, termostaty ST1, ST2 a ST3, dvou kontaktním spínačem výšky hladiny v nádrži SLE1.1, SLE1.2, teploměrem – T, vzduchovým chladičem pracovního média – CH – EM3 a elektrickým odporovým topným tělesem – W. Zapínání a vypínání elektromotoru ventilátoru chladiče je řízeno signály od termostatu – ST3, přičemž termostat – ST2 vypíná ohřívací těleso – W. Termostat – ST1 slouží jako havarijní čidlo, které při svém sepnutí, příliš vysoká teplota, blokuje funkci elektromotoru pohonné jednotky – EM1. Nádrž je vybavena vanou pro zachycení prosáklého oleje, výpustným kohoutem – UK1 a dvěma inspekčními čistícími víky – V1 a V2.

Na boční stěně nádrže je instalován elektrický rozváděč – ER, který je vybavený potřebnými elektrickými přístroji. Do tohoto rozváděče jsou svedeny veškeré nízkonapěťové signály od elektromagnetických rozváděčů a od spínačů agregátu. Elektrický rozváděč je pomocí kabelu propojen s elektrickou ovládací skříňkou, která slouží k elektrickému ovládnání pecních vrat – otevírání, zavírání, přítlak.

Na víku nádrže je dále umístěn hydraulický rozvodový blok, osazený hydraulickými a elektrohydraulickými prvky, které zabezpečují požadované funkce elektrohydraulického zařízení.

Hydraulický rozvodový blok:

Na hydraulickém rozvodovém bloku jsou soustředěny elektrohydraulické a hydraulické prvky zabezpečující následující funkce:

- a) Tlakové pojištění a odlehčování hydrogenerátoru s hnacím elektromotorem – EM1.
- b) Elektrohydraulické ovládání otevírání a zavírání pecních vrat, přestavováním elektromagnetických třípolohových rozváděčů – R2 a R3.
- c) Přítlak pecních vrat – elektromagnetické třípolohové rozváděče – R4 a R5.

a) V jedné části hydraulického bloku je namontována sestava dvou hydraulických prvků sestavená z elektromagnetického rozváděče – R1 a z pojistného modulového ventilu – VT1. Tlakový výstup z hydrogenerátoru – HG1 je přes zpětný ventil – VZ1 napojen na tlakový vstup P rozvodového bloku. Zůstává-li šoupátko rozváděče – R1 v základní poloze, elektromagnet není elektricky aktivován, je hydrogenerátor – HG1 tlakově odjištěn. V případě aktivace elektromagnetické cívky – YVa1 se šoupátko přestaví do krajní polohy „a“, čímž v kanále P hydraulického bloku naroste tlak na hodnotu nastavenou na pojistném tlakovém ventilu – VT1 – $p_p = 12 \text{ Mpa}$. Při tomto zapojení rozváděče – R1 jsou zajištěny požadované funkce systému.

b) V další části hydraulického bloku, pro ovládání hlavních vrat, je umístěna sestava osmi hydraulických prvků, tvořena přímo řízeným třípolohovým elektrohydraulickým rozváděčem a nepřímým řízeným hydraulickým rozváděčem – tato sestava je spojena v jeden celek – R2. Sestava je dále tvořena hydraulickým zámkem modulové konstrukce – HZ1, dvěma škrticími – zpětnými ventily modulové konstrukce – SV1 a SV2, zubovým děličem průtoku – DP a dvěma pojistnými ventily – PV1 a PV2. Při elektrické aktivaci cívky elektromagnetu – YVa2 se šoupátko rozváděče přestaví do polohy „a“, čímž se tlakem z kanálu P v bloku, hydraulicky nuceně otevře hydraulický zámek – HZ1 a kapalina z prostoru plných ploch přímočarých hydromotorů – PH1.1 a PH1.2 vlivem gravitační síly od hmotnosti vrat odtéká přes uvedenou sestavu prvků a hydraulický blok zpět do nádrže, přičemž mezi kruhové prostory těchto hydromotorů jsou zaplňovány z tlakově předepnutého vedení hydraulického systému. Rychlost zavírání vrat je definována seřízením škrticího – zpětného ventilu – SV2. Otevírání vrat je realizováno přestavením šoupátka rozváděče do opačné polohy „b“, elektrická

aktivace elektromagnetu – YVb2. Tím je umožněn průtok pod písty obou zdvihových přímočarých hydromotorů. Rychlost otevírání vrat je dána seřízením škrťacího – zpětného ventilu – SV1.

Pro ovládání vrat boční komory je instalována sestava pěti hydraulických prvků modulové konstrukce. Tato sestava je tvořena třípolohovým rozváděčem – R3, hydraulickým zámkem – HZ2, přímo řízeného tlakového ventilu – VT2, který tlakově pojišťuje pracovní prostor přímočarého hydromotoru – PH2 a příslušného potrubního rozvodu a dvěma škrťacími – zpětnými ventily – SV3 a SV4. Při elektrické aktivaci cívky elektromagnetu – YVa3 se šoupátko rozváděče přestaví do polohy „a“, čímž se tlakem z kanálu P hydraulicky nuceně otevře hydraulický zámek – HZ2 a kapalina z prostoru plné plochy pístnice hydromotoru – PH2, vlivem gravitační síly od hmotnosti vrat, odtéká přes uvedenou sestavu prvků zpět do nádrže. Mezi kruhové prostory hydromotoru jsou opět zaplňovány z tlakově předeprnutého zpětného vedení hydraulického systému. Rychlost zavírání vrat je definována seřízením škrťacího – zpětného ventilu – SV3. Otevírání vrat je analogicky realizována přestavením šoupátka rozváděče do opačné polohy „b“, elektrická aktivace elektromagnetu – YVb3. Tím je umožněn průtok nad pístnici hydromotoru. Rychlost otevírání vrat je dána seřízením škrťacího – zpětného ventilu – SV4.

- c) V další části hydraulického bloku je umístěna sestava pěti hydraulických prvků, pro přítlak vrat, sestavená ze směrového elektromagnetického třípolohového rozváděče – R4, z třicestného redukčního ventilu modulové konstrukce – VR1, z dvojitého hydraulického zámku – HZ3.1, HZ3.2, z dvojitého škrťacího – zpětného ventilu modulové konstrukce – SV5.1, SV5.2 a z dvojitého přímo řízeného tlakového ventilu modulové konstrukce – VT3.1, VT3.2, který tlakově pojišťuje oba pracovní prostory přímočarých hydromotorů – PH3.1, PH3.2 a příslušného potrubního rozvodu.

Přestavením šoupátka elektromagnetického rozváděče do polohy „b“ proudí kapalina od hydrogenerátoru – HG1 přes redukční ventil – VR1, přes hydraulický zámek – HZ3.1 a přes škrťací – zpětný ventil – SV5.1 k mezikruží přítlačných přímočarých hydromotorů – PH3.1, PH3.2. Současně s tím kapalina z prostoru pod písty odtéká přes přestavený rozváděč – R4, přes nuceně otevřený hydraulický zámek – HZ3.2, přes zpětný ventil škrťacího – zpětného ventilu – SV5.2 a přes zpětný ventil – VZ4 zpět do nádrže. Velikost přítlačné síly je regulovatelná

seřazením tlaku na redukčním ventilu – VR ($p_r = 3 \text{ MPa}$). Hodnota redukováného tlaku je kontrolována digitálním spínačem tlaku – SP1, který je zabudován do potrubního rozvodu, spojeného s mezikružím obou hydromotorů. Při dosažení nastaveného tlaku, dá tento spínač povel k elektrické deaktivaci elektromagnetu – YVb4 rozváděče – R4. V případě, že by došlo k vlivem netěsností a průsaků k poklesu tlaku v mezi kruhových prostorách hydromotorů o hodnotu $\Delta p = 0,5 \text{ MPa}$ (tj. nastavená hystereze – SP1), spínač vydá opětovný k aktivaci – YVb4 a tím k doplnění tlaku na původní hodnotu nastavenou na redukčním ventilu – VR1. Aby se počet spínání rozváděče v průběhu tavení co nejvíce snížil, je na tlakové vedení k mezikruží hydromotorů paralelně připojen malý plyn – hydraulický membránový akumulátor, který zpomaluje pokles tlaku v tomto hydraulickém okruhu. Rychlost zasouvání pístnic hydromotorů je daná seřazením škrťacího – zpětného ventilu – SV5.1.

Při odjištění vrat, vysouvání pístnic – PH3.1, PH3.2, se šoupátko elektromagnetického rozváděče přestaví do polohy „a“ elektrickou aktivací cívky – YVa4. V této poloze šoupátka kapalina z HG1 proudí přes hydraulický zámek – HZ3.2 a přes škrťací – zpětný ventil – SV5.2 pod písty přítlačných hydromotorů, současně kapalina z jejich mezi kruhových prostorů odtéká přes přestavený rozváděč – R4, přes nuceně otevřený hydraulický zámek – HZ3.1 a přes škrťací – zpětný ventil – SV5.1 zpět do odpadního vedení a dále do nádrže. Rychlost vysouvání pístnic hydromotorů je definována nastavením škrťacího – zpětného ventilu – SV5.1 – škrcení na přívodu. Dosednutí pístnic na mechanické dorazy, na víka válců naroste v hydraulickém obvodu na straně plných ploch pístů tlak na pojistnou hodnotu nastavenou na pojistném ventilu – VT1 – $p_p = 12 \text{ MPa}$. Tlakový spínač – SP2 hydraulicky napojený na potrubní rozvod k plným plochám pístů, vydá signál k přestavení šoupátka rozváděče do střední polohy – elektrická deaktivace elektromagnetu – YVa4 a zároveň odblokuje funkci zvedání vrat.

3.2 Popis elektrického ovládání hydraulického systému pece

Jednotlivé úkony vrat se ovládají pomocí tlačítek v elektrické skřínce umístěné v prostoru pece, tak aby vrata byli v zorném poli obsluhy.

Zapnutí pohonné jednotky – tlačítko „Start EM1“

Vypnutí pohonné jednotky – tlačítko „Stop EM1“

Kontrolka chodu EM1

Při sepnutí tlačítka „Start“ se zapne EM1, odlehčovací šoupátkový rozváděč – R1 je ve střední poloze bez napětí. Po cca 3 sekundách rozběhu pohonné jednotky je možné provádět požadované hydraulické funkce.

Při sepnutí tlačítka „Stop“ se vypne EM1 a současně s ním se elektricky deaktivuje elektromagnetický rozváděč – R1.

Otevírání a zavírání hlavních vrat:

a) Otevírání vrat

- Elektromotor EM1 v činnosti
- Elektrická aktivace R1 – YVa1 pod napětím
- Elektrická aktivace R2 – YVb2 pod napětím
- Po skončení otevírání – deaktivace R1 a R2

b) Zavírání vrat

- Elektromotor EM1 v činnosti
- Elektrická aktivace R1 – YVa1 pod napětím
- Elektrická aktivace R2 – YVa2 pod napětím
- Po skončení otevírání – deaktivace R1 a R2

Otevírání a zavírání bočních vrat:

a) Otevírání vrat

- Elektromotor EM1 v činnosti
- Elektrická aktivace R1 – YVa1 pod napětím
- Elektrická aktivace R3 – YVb2 pod napětím
- Po skončení otevírání – deaktivace R1 a R3

b) Zavírání vrat

- Elektromotor EM1 v činnosti
- Elektrická aktivace R1 – YVa1 pod napětím
- Elektrická aktivace R3 – YVa2 pod napětím
- Po skončení otevírání – deaktivace R1 a R3

Přítlak a odjištění vrat:

a) Přítlak

- Elektromotor EM1 v činnosti
- Elektrická aktivace R1 – YVa1 pod napětím
- Elektrická aktivace R4 – YVb4 pod napětím
- Dosažení nastaveného tlaku – signalizace na tlakovém spínači SP1
elektrická deaktivace – R4 a R5

b) Odjištění vrat

- Elektromotor EM1 v činnosti
- Elektrická aktivace R1 – YVa1 pod napětím
- Elektrická aktivace R4 – YVa4 pod napětím
- Dosednutím pístů na mechanické dorazy v hydromotorech – pístnice zcela vysunuty, nárůst tlaku pod písty hydromotorů na systémovou hodnotu tlaku signalizace tlakového spínače SP2 k odblokování funkce zvedání vrat a elektrické deaktivaci – R4

c) Pokles tlaku přítlaku

- Elektromotor EM1 v činnosti
- Pokles tlaku o nastavenou hodnotu hystereze na spínači SP1
- Elektrická aktivace R1 – YVa1 pod napětím
- Elektrická aktivace R4 – YVb4 pod napětím
- Po opětovném dosažení přítlačného tlaku deaktivace – R4 a R5

Funkce chlazení pracovní kapaliny:

- Zapnutí EM1
- Signálem od termostatu – ST3 – vysoká teplota pracovní kapaliny
- Sepnutí elektromotoru chladiče – EM2
- Při poklesu teploty kapaliny o nastavenou hysterezi signál od termostatu – ST2 a vypne se EM2

Funkce ohřevu pracovní kapaliny v nádrži:

- Při nižší teplotě kapaliny, než je nastavená na termostatu – ST2 se automaticky zapne ohřívač – W
- Dosažením teploty nastavené na – ST2 se automaticky vypne ohřívač – W

4 Výpočet hydraulického obvodu

Na základě zadaných parametrů od zadavatele jsou provedeny nezbytné výpočty potřebné k návrhu hydraulického obvodu.

Zadané parametry:

- Hmotnost hlavních vrat	$m_1 - 15\,000$	[kg]
- Hmotnost vedlejších vrat	$m_2 - 4\,500$	[kg]
- Potřebný zdvih obou vrat	$L - 1,8$	[m]
- Doba zdvihu a spouštění obou vrat	$t - 20$	[s]
- Kinematická viskozita pracovní kapaliny	$\nu - 47,5 \cdot 10^{-6}$	[mm ² ·s ⁻¹]
- Hustota pracovní kapaliny	$\rho - 920$	[kg·m ⁻³]

4.1 Pohon vrat hlavní komory

Ovládání hlavních vrat tavicí komory je energeticky nejnáročnější část navrhnutého obvodu, proto parametry elektromotoru, hydrogenerátoru a přepouštěcího ventilu navrhuji právě na této části obvodu.

4.1.1 Návrh hydromotoru

Výpočet potřebné rychlosti posuvu hydromotoru v :

$$v = \frac{L}{t} = \frac{1,8}{20} = 0,09 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (4.1.1)$$

kde L je potřebný zdvih [m] a t je doporučená doba zdvihu [s].

Výpočet zatěžující síly F :

$$F = \frac{m \cdot g \cdot k}{2} = \frac{15\,000 \cdot 9,81 \cdot 1,2}{2} = 88\,290 \text{ [N]}, \quad (4.1.2)$$

kde m je hmotnost vrat [kg], g tíhové zrychlení [m·s⁻²] a k je koeficient zahrnující tření a bezpečnost [1].

Pracovní plocha pístu:

$$S_1 = \frac{F}{p_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{88\,290}{8 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 0,0116 \text{ [m}^2\text{]}, \quad (4.1.3)$$

kde F je zatěžující síla [N], p_1 je zvolený pracovní tlak [MPa] a η_{mp} je mechanicko-tlaková účinnost [1]. Pracovní tlak p_1 jsem zvolil 8 MPa s ohledem na nastavení přepouštěcího ventilu – VT1, který je nastaven na 12 MPa. Zbylé 4 MPa slouží jako rezerva na pokrytí ztrát a rozběh.

Pracovní průměr pístu:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0116}{\pi}} = 0,1216 [m] = 121,6 [mm], \quad (4.1.4)$$

kde S_1 je pracovní plocha pístu [m^2]. Volím z katalogu firmy Bosch Rexroth hydromotor série H1. Typ motoru **CDH1MP3/125/90/1800A3X**.

Parametry: Průměr pístu $D_p = 125$ mm, Průměr pístnice $D_{pt} = 90$ mm, Zdvih $H = 1800$ mm

Skutečný tlak pro překonání zatížení:

$$p_{1,SKUT} = \frac{F}{S_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{F \cdot 4}{D_1^2 \cdot \pi \cdot \eta_{mp}} = \frac{88 \cdot 290 \cdot 4}{0,125^2 \cdot \pi \cdot 0,95} = 7,573 [MPa], \quad (4.1.5)$$

kde F je zatěžující síla [N], S_1 je pracovní plocha pístu [m^2], D_1 je pracovní průměr pístu [m^2].

4.1.2 Návrh hydrogenerátoru

Potřebný průtok:

$$Q_G = v \cdot S_1 \cdot 2 = v_1 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot 2 = 0,09 \cdot \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} \cdot 2 = 1,104 \cdot 10^{-3} [m^3 \cdot s^{-1}], \quad (4.1.6)$$

Volím otáčky asynchronního elektromotoru $n = 1470 \text{ min}^{-1}$.

Geometrický objem:

$$V_g = \frac{Q_G}{n} = \frac{1,104 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{1470} = 90,161 \cdot 10^{-6} [m^3] = 90,16 [cm^3], \quad (4.1.7)$$

kde Q_G je průtok generátoru [$m^3 \cdot s^{-1}$] a n jsou otáčky elektromotoru [min^{-1}].

Volím hydrogenerátor **Bosch Rexroth AZPG-22-090**

Parametry: $V_g = 90,1$ [cm^3], $n_{\max} = 2500$ [min^{-1}], $\eta_Q = 0,96$ [1]

Skutečný průtok:

$$Q_{G,SKUT} = V_{g,KAT} \cdot n \cdot \eta_Q = 90,1 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1470}{60} \cdot 0,96 = 2,121 \cdot 10^{-3} [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$Q_{G,SKUT} = 127,234 [dm^3 \cdot \text{min}^{-1}] \quad (4.1.8)$$

kde $V_{g,KAT}$ je geometrický objem dle katalogu výrobce [cm^3], n jsou otáčky elektromotoru [s^{-1}] a η_Q je průtoková účinnost hydrogenerátoru [1].

Výkon elektromotoru:

$$P = Q_{G,SKUT} \cdot p_{MAX} \cdot \frac{1}{\eta_G} = 2,121 \cdot 10^{-3} \cdot 11 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,96} = 24,297 [kW], \quad (4.1.9)$$

kde p_{MAX} je maximální tlak nastavený na pojistném ventilu [MPa].

Volím elektromotor výrobce Bosch Rexroth série MAD. Typ motoru **MAD160B-0150**, výkon při daných otáčkách je 29,86 kW.

4.1.3 Návrh a výpočet potrubí

P0 - tlakové potrubí, délka potrubí $L = 1$ [m].

Průřez tlakového potrubí:

$$S_{PT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{v_T} = \frac{2,121 \cdot 10^{-3}}{4} = 5,301 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}, \quad (4.1.10)$$

kde v_T je zvolená rychlost pracovní kapaliny v potrubí [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

Průměr tlakového potrubí:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{PT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,301 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 25,98 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} = 25,98 \text{ [mm]}, \quad (4.1.11)$$

kde S_{PT} je průřez tlakového potrubí [m^2]. Volím trubku TR32x3.

Rychlost pracovní kapaliny v potrubí:

$$v_{PT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{S_1} = \frac{2,121 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot 0,026^2} = 3,994 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (4.1.12)$$

kde S_1 je skutečný průřez potrubí [mm^2].

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{PT} \cdot d_1}{\nu} = \frac{3,994 \cdot 0,026}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 2186,157 \text{ [1]}, \quad (4.1.13)$$

kde v_{PT} je rychlost oleje v potrubí [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], d_1 navržený průměr potrubí [m] a ν je kinematická viskozita zvolené pracovní kapaliny při 40°C [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$].

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{155}{Re} = \frac{155}{2186,157} = 0,071 \text{ [1]}, \quad (4.1.14)$$

kde Re je Reynoldsovo číslo [1].

Tlaková ztráta potrubí: (4.1.15)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PT}^2}{2} \cdot \rho = 0,071 \cdot \frac{1}{0,026} \cdot \frac{3,994^2}{2} \cdot 920 = 20\,010,178 \text{ [Pa]} = 0,020 \text{ [MPa]},$$

kde λ je součinitel tření v potrubí [1], L je délka potrubí [m] a ρ je hustota pracovní kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

P1 - tlakové potrubí, délka potrubí $L = 5$ [m].

Potrubí – TR32x3; v_{PT} , Re a λ stejné hodnoty jako u potrubí P0.

Tlaková ztráta potrubí: (4.1.16)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PT}^2}{2} \cdot \rho = 0,071 \cdot \frac{5}{0,026} \cdot \frac{3,994^2}{2} \cdot 920 = 100\,191,057 \text{ [Pa]} = 0,100 \text{ [MPa]}$$

P2 - tlaková hadice, délka hadice $L = 0,5$ [m].

Hadice – DN25

Rychlost pracovní kapaliny v hadici:

$$v_{HT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{S_1} = \frac{2,121 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot 0,025^2} = 4,321 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.1.17)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{HT} \cdot d_1}{\nu} = \frac{4,321 \cdot 0,025}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 2\,274,139 \text{ [1]} \quad (4.1.18)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{108}{Re} = \frac{108}{2\,274,139} = 0,048 \text{ [1]} \quad (4.1.19)$$

Tlaková ztráta hadice:

(4.1.20)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{HT}^2}{2} \cdot \rho = 0,048 \cdot \frac{0,5}{0,025} \cdot \frac{4,321^2}{2} \cdot 920 = 8\,157,613 \text{ [Pa]} = 0,008 \text{ [MPa]}$$

P3 - tlaková hadice, délka hadice $L = 0,5$ [m].

Průřez tlakové hadice:

$$S_{HT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{2 \cdot v_T} = \frac{2,121 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4} = 2,651 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}, \quad (4.1.21)$$

Průměr tlakového hadice:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{HT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,651 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 18,371 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} = 18,37 \text{ [mm]} \quad (4.1.22)$$

Na základě předchozí kontroly volím hadici DN16.

Rychlost pracovní kapaliny v hadici:

$$v_{HT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{2 \cdot S_1} = \frac{2,121 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 0,016^2} = 5,274 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.1.23)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{HT} \cdot d_1}{\nu} = \frac{5,274 \cdot 0,016}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 1\,776,505 \text{ [1]} \quad (4.1.24)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{108}{Re} = \frac{108}{1\,776,505} = 0,061 [1] \quad (4.1.25)$$

Tlaková ztráta hadice: (4.1.26)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{HT}^2}{2} \cdot \rho = 0,061 \cdot \frac{0,5}{0,016} \cdot \frac{5,274^2}{2} \cdot 920 = 24\,307,783 [Pa] = 0,024 [MPa]$$

P4 - nízkotlaká hadice, délka hadice $L = 3 [m]$.

Skutečný průtok z prostoru mezikruží jednoho hydromotoru:

$$Q_{G,SKUT,M} = 5,319 \cdot 10^{-4} [m^3 \cdot s^{-1}] = 31,914 [dm^3 \cdot min^{-1}]$$

Průřez nízkotlaké hadice:

$$S_{HN} = \frac{Q_{G,SKUT,M}}{v_N} = \frac{5,319 \cdot 10^{-4}}{2,5} = 2,128 \cdot 10^{-4} [m^2], \quad (4.1.27)$$

kde v_N je zvolená rychlost pracovní kapaliny v nízkotlaké hadici $[m \cdot s^{-1}]$.

Průměr nízkotlaké hadice:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{HN}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,128 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 16,459 \cdot 10^{-3} [m] = 16,46 [mm] \quad (4.1.28)$$

Na základě předchozí kontroly volím hadici DN16.

Rychlost pracovní kapaliny v hadici:

$$v_{HN} = \frac{Q_{G,SKUT,M}}{S_1} = \frac{5,319 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,016^2} = 2,645 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.1.29)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{HN} \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,645 \cdot 0,016}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 891,100 [1] \quad (4.1.30)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{108}{Re} = \frac{108}{891,1} = 0,121 [1] \quad (4.1.31)$$

Tlaková ztráta hadice: (4.1.32)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{HN}^2}{2} \cdot \rho = 0,121 \cdot \frac{3}{0,016} \cdot \frac{2,645^2}{2} \cdot 920 = 73\,156,927 [Pa] = 0,073 [MPa]$$

P5 - nízkotlaké potrubí, délka potrubí $L = 2$ [m].

Průřez nízkotlakého potrubí:

$$S_{PN} = \frac{Q_{G,SKUT,M}}{v_N} = \frac{5,319 \cdot 10^{-4}}{2,5} = 2,128 \cdot 10^{-4} [m^2] \quad (4.1.33)$$

Průměr nízkotlakého potrubí:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{PN}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,128 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 16,459 \cdot 10^{-3} [m] = 16,46 [mm] \quad (4.1.34)$$

Volím trubku TR20x2.

Rychlost pracovní kapaliny v potrubí:

$$v_{PN} = \frac{Q_{G,SKUT,M}}{S_1} = \frac{5,319 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,016^2} = 2,645 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.1.35)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{PN} \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,645 \cdot 0,016}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 891,100 [1] \quad (4.1.36)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{155}{Re} = \frac{155}{891,1} = 0,174 [1] \quad (4.1.37)$$

Tlaková ztráta potrubí:

(4.1.38)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PN}^2}{2} \cdot \rho = 0,174 \cdot \frac{2}{0,016} \cdot \frac{2,645^2}{2} \cdot 920 = 69\,955,950 [Pa] = 0,070 [MPa]$$

P6 - nízkotlaké potrubí, délka potrubí $L = 5$ [m].

Průřez nízkotlakého potrubí:

$$S_{PN} = 2 \cdot \frac{Q_{G,SKUT,M}}{v_N} = 2 \cdot \frac{5,319 \cdot 10^{-4}}{4} = 2,660 \cdot 10^{-4} [m^2] \quad (4.1.39)$$

Průměr nízkotlakého potrubí:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{PN}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,660 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 18,400 \cdot 10^{-3} [m] = 18,40 [mm] \quad (4.1.40)$$

Volím trubku TR25x2,5.

Rychlost pracovní kapaliny v potrubí:

$$v_{PN} = 2 \cdot \frac{Q_{G,SKUT,M}}{S_1} = 2 \cdot \frac{5,319 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,020^2} = 3,386 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.1.41)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{PN} \cdot d_1}{\nu} = \frac{3,386 \cdot 0,020}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 1\,425,760 [1] \quad (4.1.42)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{155}{Re} = \frac{155}{1\,425,76} = 0,110 [1] \quad (4.1.43)$$

Tlaková ztráta potrubí: (4.1.44)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PN}^2}{2} \cdot \rho = 0,110 \cdot \frac{5}{0,020} \cdot \frac{3,386^2}{2} \cdot 920 = 143\,353,415 [Pa] = 0,143 [MPa]$$

Celková ztráta v potrubí:

$$\Delta p_p = P_0 + P_1 + P_2 + 2 \cdot P_3 + 2 \cdot P_4 + 2 \cdot P_5 + P_6 = 0,605 [MPa] \quad (4.1.45)$$

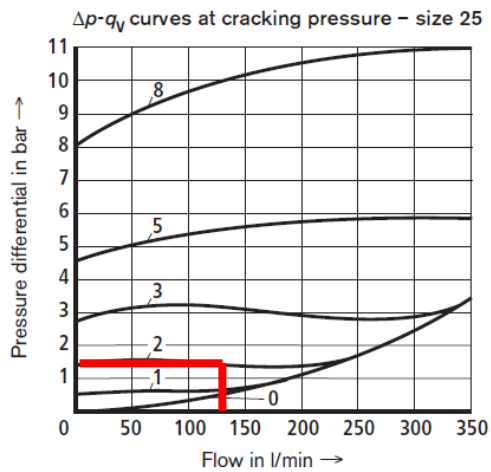
Tabulka 4.1 Tlakové ztráty v prvcích systému, jejich označení ve výkrese, typ a výrobce.

Název	Ozn.	Typ	Δp [MPa]	Výrobce
Zpětný ventil	VZ1	S25A2-0	0,15	Bosch Rexroth
Nepřímo řízený rozváděč	R2	H-4WEH16HJ7X/OF6E	P-A = 0,1 A-T = 0,3	Bosch Rexroth
Hydraulický zámek	HZ1	Z2S16B2-5X/V	0,9	Bosch Rexroth
Škrtící – zpětný ventil	SV1	Z2FS16-3X/S2JV	0,15	Bosch Rexroth
Škrtící – zpětný ventil	SV2	Z2FS16-3X/S2JV	-	Bosch Rexroth
Dělič průtoku	DP	TQ54-A6,8	1,2	Eurofluid
Pádový ventil	PV1	VP-N-H	0,4	Bosch Rexroth
Pádový ventil	PV2	VP-N-H	0,4	Bosch Rexroth
Zpětný ventil	VZ3	S20A2-0	0,13	Bosch Rexroth
Filtrace	F2	10TEN0160-GA00-V	0,14	Bosch Rexroth

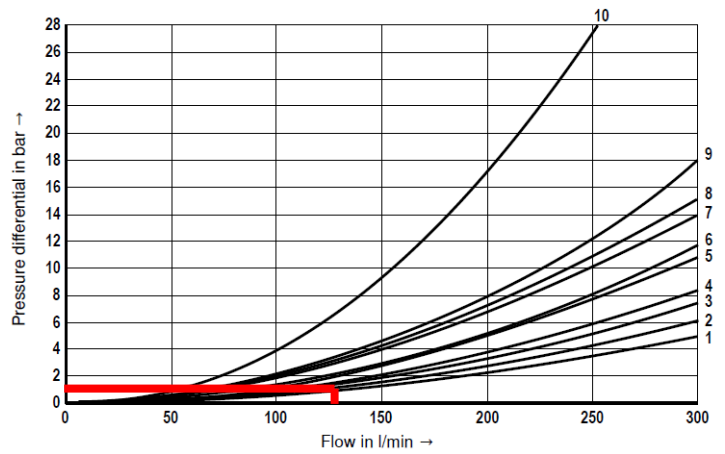
$$\Delta p_{PRVKŮ} = 3,737 \text{ MPa} ; \Delta p_{CELKOVÁ} = \Delta p_{POTRUBÍ} + \Delta p_{PRVKŮ} = 4,175 \text{ MPa} \quad (4.1.46)$$

Pokud zavedeme potřebný tlak pro překonání zatížení hydromotorů je hodnota celkového potřebného tlaku 11,748 MPa. Z hlediska nastavení pojistného ventilu se systém bez problémů rozběhne. Tlaková rezerva činí cca 0,25 MPa. Ztráty v systému při spouštění vrat nejsou uvedeny, protože se vrata spouští vlastní hmotností.

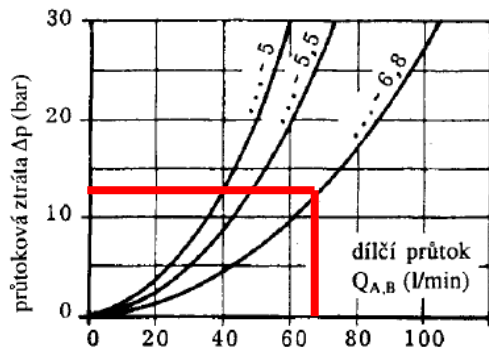
Grafy pro určení tlakové ztráty prvků systému:



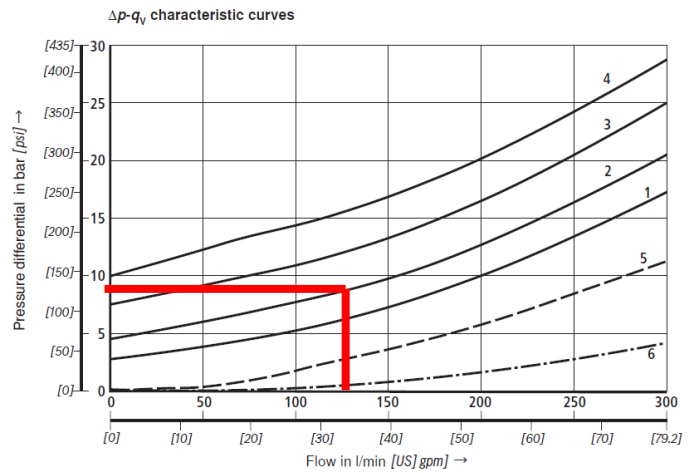
Obr. 4.1 Graf $\Delta p - q_v - VZ1$



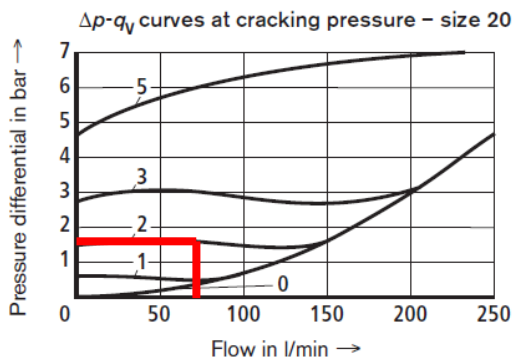
Obr. 4.2 Graf $\Delta p - q_v - R2$



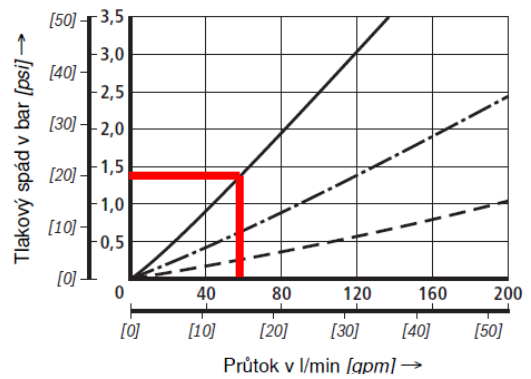
Obr. 4.3 Graf $\Delta p - q_v - DP$



Obr. 4.4 Graf $\Delta p - q_v - HZ1$



Obr. 4.5 Graf $\Delta p - q_v - VZ3$



Obr. 4.6 Graf $\Delta p - q_v - F2$

4.2 Pohon vrat boční komory

Vrata boční komory jsou ovládána pomocí jednoho hydromotoru.

4.2.1 Návrh hydromotoru

Výpočet potřebné rychlosti posuvu hydromotoru v :

$$v = \frac{L}{t} = \frac{0,9}{20} = 0,045 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.2.1)$$

Výpočet zatěžující síly F :

$$F = m \cdot g \cdot k = 4500 \cdot 9,81 \cdot 1,2 = 105\,948 [N] \quad (4.2.2)$$

Pracovní plocha pístu:

$$S_1 = \frac{F}{p_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{105\,948}{8 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 0,0139 [m^2] \quad (4.2.3)$$

Pracovní průměr pístu:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0139}{\pi}} = 0,133 [m] \quad (4.2.4)$$

Volím hydromotor firmy Bosch Rexroth série H1. Typ **CGH1MS2/140/90/900A3X**.

Parametry: Průměr pístu $D_p = 140$ mm, Průměr pístnice $D_{pt} = 90$ mm, Zdvih $H = 900$ mm

Skutečný tlak pro překonání zatížení:

$$p_{1,SKUT} = \frac{F}{S_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{F \cdot 4}{D_1^2 \cdot \pi \cdot \eta_{mp}} = \frac{105\,948 \cdot 4}{0,140^2 \cdot \pi \cdot 0,95} = 7,245 [MPa] \quad (4.2.5)$$

Potřebný průtok:

$$Q_G = v_1 \cdot S_1 = v_1 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = 0,045 \cdot \frac{\pi \cdot 0,140^2}{4} = 6,927 \cdot 10^{-4} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (4.2.6)$$

$$Q_{G,SKUT} = 41,563 [dm^3 \cdot min^{-1}]$$

Průtok je na tuto hodnotu upraven pomocí škrtkícího – zpětného ventilu – SV4.

4.2.2 Návrh a výpočet potrubí

P0 - tlakové potrubí, délka potrubí $L = 1,5$ [m]. (4.2.7)

Rychlost pracovní kapaliny v potrubí: $v_{PT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{S_1} = \frac{6,927 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,026^2} = 1,305 [m \cdot s^{-1}]$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{PT} \cdot d_1}{\nu} = \frac{1,305 \cdot 0,026}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 714,148 [1] \quad (4.2.8)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{155}{Re} = \frac{155}{714,148} = 0,217 [1] \quad (4.2.9)$$

Tlaková ztráta potrubí: (4.2.10)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PT}^2}{2} \cdot \rho = 0,217 \cdot \frac{1,5}{0,026} \cdot \frac{1,305^2}{2} \cdot 920 = 9\,809,347 [Pa] = 0,010 [MPa]$$

P7 - tlakové potrubí, délka potrubí $L = 5$ [m].

Průřez tlakového potrubí:

$$S_{PT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{v_T} = \frac{6,927 \cdot 10^{-4}}{5} = 1,385 \cdot 10^{-4} [m^2] \quad (4.2.11)$$

Průměr tlakového potrubí:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{PT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,385 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 13,28 \cdot 10^{-3} [m] = 13,28 [mm] \quad (4.2.12)$$

Volím trubku TR20x2,5.

Rychlost pracovní kapaliny v potrubí:

$$v_{PT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{S_1} = \frac{6,927 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,015^2} = 3,920 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.2.13)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{PT} \cdot d_1}{\nu} = \frac{3,920 \cdot 0,015}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 1\,237,894 [1] \quad (4.2.14)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{155}{Re} = \frac{155}{1\,237,894} = 0,125 [1] \quad (4.2.15)$$

Tlaková ztráta potrubí: (4.2.16)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PT}^2}{2} \cdot \rho = 0,125 \cdot \frac{5}{0,015} \cdot \frac{3,920^2}{2} \cdot 920 = 295\,022,421 [Pa] = 0,295 [MPa]$$

P8 - tlaková hadice, délka hadice $L = 0,5$ [m].

Průřez tlakové hadice:

$$S_{HT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{v_T} = \frac{6,927 \cdot 10^{-4}}{5} = 1,385 \cdot 10^{-4} [m^2] \quad (4.2.17)$$

Průměr tlakové hadice:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{HT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,385 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 13,28 \cdot 10^{-3} [m] = 13,28 [mm] \quad (4.2.18)$$

Volím hadici DN13.

Rychlost pracovní kapaliny v hadici:

$$v_{HT} = \frac{Q_{G,SKUT}}{S_1} = \frac{6,927 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,013^2} = 5,219 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.2.19)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{HT} \cdot d_1}{\nu} = \frac{5,219 \cdot 0,013}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 1\,428,296 [1] \quad (4.2.20)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{108}{Re} = \frac{108}{1\,428,296} = 0,076 [1] \quad (4.2.21)$$

Tlaková ztráta hadice:

(4.2.22)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{HT}^2}{2} \cdot \rho = 0,076 \cdot \frac{0,5}{0,013} \cdot \frac{5,219^2}{2} \cdot 920 = 36\,438,835 [Pa] = 0,036 [MPa]$$

P9 - nízkotlaká hadice, délka hadice $L = 0,5$ [m].

Skutečný průtok z prostoru mezikruží hydromotoru:

$$Q_{G,SKUT,M} = 4,064 \cdot 10^{-4} [m^3 \cdot s^{-1}] = 24,384 [dm^3 \cdot min^{-1}] \quad (4.2.23)$$

Průřez nízkotlaké hadice:

$$S_{HN} = \frac{Q_{G,SKUT,M}}{v_N} = \frac{4,064 \cdot 10^{-4}}{2,5} = 1,626 \cdot 10^{-4} [m^2] \quad (4.2.24)$$

Průměr nízkotlaké hadice:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{HN}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,626 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 14,39 \cdot 10^{-3} [m] = 14,39 [mm] \quad (4.2.25)$$

Volím hadici DN16.

Rychlost pracovní kapaliny v hadici:

$$v_{HN} = \frac{Q_{G,SKUT,M}}{S_1} = \frac{4,064 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,016^2} = 2,021 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.2.26)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{HN} \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,021 \cdot 0,016}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 680,848 [1] \quad (4.2.27)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{155}{Re} = \frac{155}{680,848} = 0,158 [1] \quad (4.2.28)$$

Tlaková ztráta hadice:

(4.2.29)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{HN}^2}{2} \cdot \rho = 0,158 \cdot \frac{0,5}{0,016} \cdot \frac{2,021^2}{2} \cdot 920 = 9\,313,524 [Pa] = 0,009 [MPa]$$

P10 - nízkotlaké potrubí, délka potrubí L = 2 [m].

Na základě výpočtu pro nízkotlakou hadici P9 volím trubku TR18x1,5.

Rychlost pracovní kapaliny v potrubí:

$$v_{PN} = \frac{Q_{G,SKUT,M}}{S_1} = \frac{4,064 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,015^2} = 2,300 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.2.30)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{PN} \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,300 \cdot 0,015}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 726,238 [1] \quad (4.2.31)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{155}{Re} = \frac{155}{726,238} = 0,214 [1] \quad (4.2.32)$$

Tlaková ztráta potrubí:

(4.2.33)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PN}^2}{2} \cdot \rho = 0,214 \cdot \frac{2}{0,015} \cdot \frac{2,300^2}{2} \cdot 920 = 69\,247,641 [Pa] = 0,069 [MPa]$$

P11 - nízkotlaké potrubí, délka potrubí L = 2 [m].

Průřez nízkotlakého potrubí:

$$S_{PN} = \frac{Q_{G,SKUT}}{v_N} = \frac{6,927 \cdot 10^{-4}}{3,5} = 1,979 \cdot 10^{-4} [m^2] \quad (4.2.34)$$

Průměr nízkotlakého potrubí:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{PN}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,979 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 15,87 \cdot 10^{-3} [m] = 15,87 [mm] \quad (4.2.35)$$

Volím trubku TR20x2

Rychlost pracovní kapaliny v potrubí:

$$v_{PN} = \frac{Q_{G,SKUT}}{S_1} = \frac{6,927 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,016^2} = 3,445 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.2.36)$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{PN} \cdot d_1}{\nu} = \frac{3,445 \cdot 0,016}{47,5 \cdot 10^{-6}} = 1\,160,491 [1] \quad (4.2.37)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{155}{Re} = \frac{155}{1\,160,491} = 0,134 [1] \quad (4.2.38)$$

Tlaková ztráta potrubí:

(4.2.39)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PN}^2}{2} \cdot \rho = 0,134 \cdot \frac{2}{0,016} \cdot \frac{3,445^2}{2} \cdot 920 = 91\,140,049 [Pa] = 0,091 [MPa]$$

P12 - nízkotlaká hadice, délka hadice $L = 0,5 [m]$.

Na základě předchozího výpočtu potrubí P11 volím hadici DN16.

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda = \frac{108}{Re} = \frac{108}{1\,160,491} = 0,091 [1] \quad (4.2.40)$$

Tlaková ztráta hadice:

(4.2.41)

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{PN}^2}{2} \cdot \rho = 0,091 \cdot \frac{0,5}{0,016} \cdot \frac{3,445^2}{2} \cdot 920 = 15\,876,994 [Pa] = 0,016 [MPa]$$

Celková ztráta v potrubí:

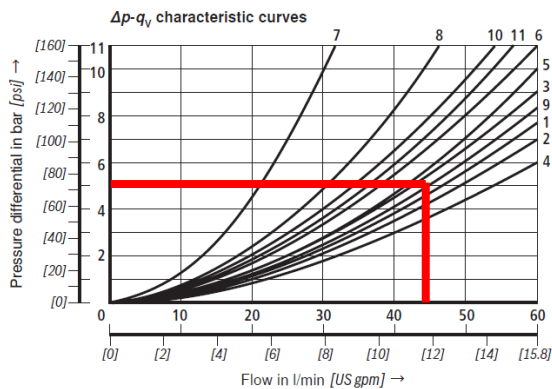
$$p_{z,c} = P_0 + P_7 + P_8 + P_9 + P_{10} + P_{11} + 2 \cdot P_{12} = 0,542 [MPa] \quad (4.2.42)$$

Tabulka 4.2 Tlakové ztráty v prvcích systému, jejich označení ve výkrese, typ a výrobce.

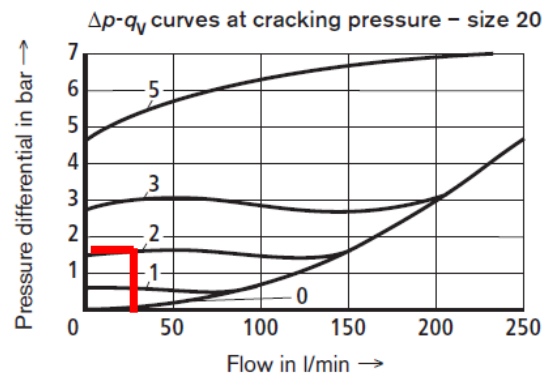
Název	Ozn.	Typ	Δp [MPa]	Výrobce
Zpětný ventil	VZ1	S25A2-0	0,15	Bosch Rexroth
Rozváděč	R3	4WE6J6X/E	P-A=0,5 A-T=0,45	Bosch Rexroth
Hydraulický zámek	HZ2	Z2S6A2-6X/JV	0,9	Bosch Rexroth
Škrtící – zpětný ventil	SV3	Z2FS6-3X/S2JV	-	Bosch Rexroth
Škrtící – zpětný ventil	SV4	Z2FS6-3X/S2JV	0,15	Bosch Rexroth
Pádový ventil	PV3	VP-N-H	0,4	Bosch Rexroth
Zpětný ventil	VZ4	S20A2-0	0,13	Bosch Rexroth
Filtrace	F1	10TEN0160-GA00-V	0,14	Bosch Rexroth
Chladič	CH	LAC-200M	0,04	Parker

$$\Delta p_{\text{PRVKŮ}} = 2,370 \text{ MPa} ; \Delta p_{\text{CELKOVÁ}} = \Delta p_{\text{POTRUBÍ}} + \Delta p_{\text{PRVKŮ}} = 2,912 \text{ MPa} \quad (4.2.43)$$

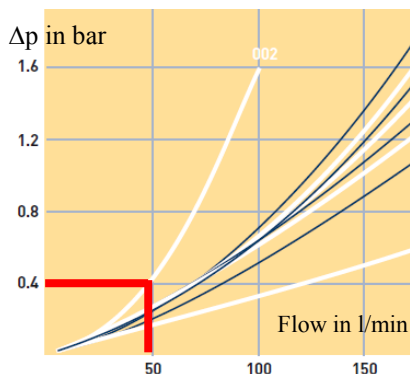
Pokud zavedeme potřebný tlak pro překonání zatížení hydromotorů je hodnota celkového potřebného tlaku 10,157 MPa. Z hlediska nastavení pojistného ventilu se systém bez problémů rozběhne. Tlaková rezerva činí cca 1,85 MPa. Ztráty v systému při spouštění vrat nejsou uvedeny, protože se vrata spouští vlastní hmotností.



Obr. 4.7 Graf $\Delta p - q_v - R3$



Obr. 4.8 Graf $\Delta p - q_v - VZ4$



Obr. 4.9 Graf $\Delta p - q_v - CH$

4.3 Příklad vrat

4.3.1 Návrh hydromotoru

Na základě statických výpočtu vrat je určena síla zatěžující oba hydromotory, jejíž velikost je 7 357,5 N. Rychlost odklápění vrat stanovena na 0,04 metru za sekundu, tzn. odklon do koncové polohy trvající 5 sekund.

$$\text{Pracovní plocha pístu: } S_1 = \frac{F}{2 \cdot p_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{7\,357,5}{2 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 4,840 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.3.1)$$

$$\text{Pracovní průměr pístu: } D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,84 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,025 \text{ [m]} \quad (4.3.2)$$

Na základě náročnosti provozu a bezpečnosti volím průměr pístu 63 mm.

Volím přímočarý hydromotor firmy Rexroth hydromotor série H1. Přesněji typ motoru **CDH1MP3/63/45/200A3X**.

Parametry: Průměr pístu $D_p = 63$ mm, Průměr pístnice $D_{pt} = 45$ mm, Zdvih $H = 200$ mm

Skutečný tlak pro překonání zatížení:

$$p_{1,SKUT} = \frac{F}{S_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{F \cdot 4}{D_1^2 \cdot \pi \cdot \eta_{mp}} = \frac{7\,357,5 \cdot 4}{0,063^2 \cdot \pi \cdot 0,95} = 2,484 \text{ [MPa]} \quad (4.3.3)$$

Potřebný průtok:

$$Q_G = v_1 \cdot S_1 = v_1 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = 0,040 \cdot \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} \cdot 2 = 2,494 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4.3.4)$$

$$Q_{G,SKUT} = 14,963 \text{ [dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

Průtok je na tuto hodnotu upraven pomocí škrtecího – zpětného ventilu – SV5.2 a SV5.3.

Tabulka 4.3 Dimenze potrubí.

TP – tlakové potrubí, TH – tlaková hadice, NP – nízkotlaké potrubí, NH – nízkotlaká hadice

	P13 TP	P14 TH	P15 TP	P16 TH	P0 TP	P11 NP	P12 NH
Armatura	TR14x2	DN10	TR14x2	DN10	TR32x3	TR20x2	DN16
$v_{kap.}$ [m·s⁻¹]	3,175	1,588	1,555	0,777	0,470	0,607	0,607
Re [1]	668,5	334,3	327,290	163,6	257,1	204,5	199,5
λ [1]	0,123	0,269	0,251	0,550	0,319	0,401	0,440
Δp [MPa]	0,284	0,062	0,139	0,031	0,002	0,006	0,002

Tabulka 4.4 Tlakové ztráty v prvcích systému, jejich označení ve výkrese, typ a výrobce.

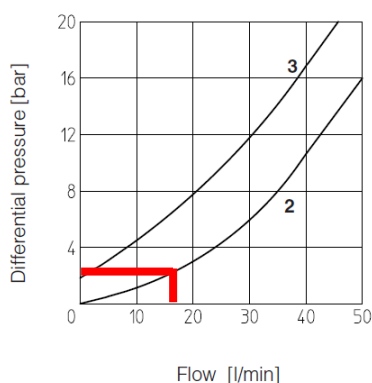
Název	Označení	Typ	Δp [MPa]	Výrobce
Zpětný ventil	VZ1	S25A2-0	0,15	B.Rexroth
Redukční ventil	VR1	HG-033/50/V	Tam - 0,2 Red. - 0,6	ATOS
Rozváděč	R4	4WE6J6X/E	P-A=0,5 A-T=0,45	B.Rexroth
Hydraulický zámek	HZ3.1 HZ3.2	Z2S6-6X/JV	0,2	B.Rexroth
Škrtící – zpětný ventil	SV5.1 SV5.2	Z2FS6-4X/1QV	0,3 Škrcení - 1	B.Rexroth
Zpětný ventil	VZ4	S20A2-0	0,13	B.Rexroth
Filtrace	F1	10TEN0160-GA00-V	0,14	B.Rexroth
Chladič	CH	LAC-200M	0,04	Parker

$$\Delta p_{\text{PRVKŮ}} = 3,090 \text{ MPa} ; \Delta p_{\text{POTRUBÍ}} = 0,559 \text{ MPa}$$

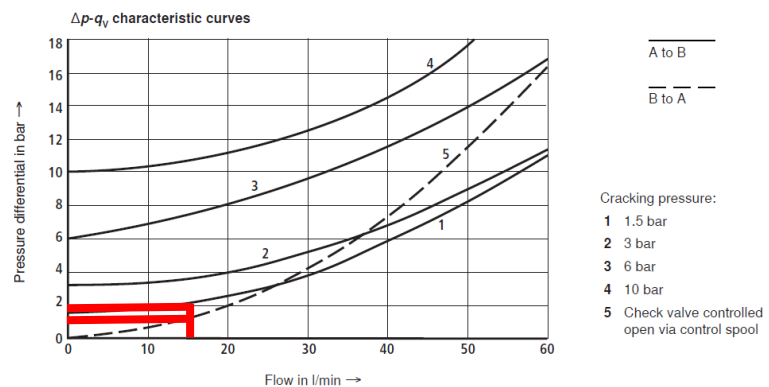
$$\Delta p_{\text{CELKOVÁ}} = \Delta p_{\text{POTRUBÍ}} + \Delta p_{\text{PRVKŮ}} = 3,649 \text{ MPa} \quad (4.3.5)$$

Pokud zavedeme potřebný tlak pro překonání zatížení hydromotorů je hodnota celkového potřebného tlaku 6,153 MPa.

Obvod pro přítlak vrat boční komory je totožný s navrženým obvodem pro přítlak vrat hlavní komory. Díky velice předimenzovanému obvodu pro odklon hlavních vrat, není nutné celý obvod navrhovat a počítat znovu. V obou obvodech pro přítlak vrat jsou použité totožné hydromotory, prvky systému, časové podmínky a světlosti potrubí a hadic.



Obr. 4.10 Graf $\Delta p - q_v - VR1$



Obr. 4.11 Graf $\Delta p - q_v - HZ3.1; HZ3.2$

5 Závěr

V průběhu roku jsem na základě konzultací ve firmě IVV Engineering s.r.o. shromáždil informace úzce spjaté s tématem mé bakalářské práce. Tím jsem si připravil dostatek podkladů pro zpracování této bakalářské práce a byl tak schopen dodržet všechny zásady a požadavky pro vypracování.

V první části své práce jsem uvedl výsledky rešerše k řešenému problému, tj. návrhu hydraulického pohonu pecních vrat. Na základě rešerše jsem navrhl dvě alternativy ovládání pecních vrat, ty jsem porovnal a zvolil jednu alternativu k dalšímu rozpracování. Zpracoval jsem podrobné funkční schéma hydraulického pohonu pecních vrat, provedl podrobný výpočet hydraulického obvodu v ustáleném stavu a návrh specifikace hlavních prvků.

Ve své práci považuji za nejpřínosnější rozbor problému zajištění synchronního chodu dvou přímočarých hydromotorů pro zvedání a spouštění hlavních pecních vrat, zpracování funkčního schématu hydraulického obvodu a návrh vhodné pracovní kapaliny. Návrh hydraulického obvodu je funkční a aplikovatelný v praxi. Výše uvedenými skutečnostmi jsem splnil všechny požadavky a cíle zadané bakalářské práce.

6 Použitá literatura

[11] Kopáček, J.; Pavlok, B. *Tekutiny a mechanizmy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011. 156 s. ISBN 978-80-248-2405-5.

[12] Pavlok, B., Hružík, L., Bova, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s. Ke stažení na <http://www.338.vsb.cz>

[13] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010. 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

[14] Götz, W. *Hydraulics. Theory and Application*. Ditzingen: Rexroth Bosch Group + OMEGON, 1998. 291 s. ISBN 0-7680-0242-7.

7 Použité informační zdroje

- [1] Stinchcombe Furnaces Group. Sortiment firmy [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: <http://www.stinchcombe.eu/sortiment>
- [2] Eurofluid Hydraulic. Dělič průtoku [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: http://www.eurofluid.cz/static/_foto_zbozi/1/7/5/2/D7381-cs.pdf
- [3] Hydroma hydraulické systémy. Dělič průtoku [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: <http://www.hydroma.cz/delic-prutoku-zubovy.html>
- [4] IcFluidPower. Radial Piston Flow Dividers [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: <http://www.icfluid.com/products/flow-dividers/radial-piston-flow-dividers/>
- [5] Rexroth. Digitální regulátor. [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_30131/re30131_2010-04.pdf
- [6] Cimcool hydraulic fluid. Hydraulické kapaliny [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: http://www.cahp.cz/2012/03/Cimcool_Hydraulicke_kapaliny.pdf
- [7] OrlenOil. Hydraulické kapaliny [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: <http://www.orlenoil.cz/files/Hydrol L-HM HLP.pdf>
- [8] BP (British Petroleum). Hydraulic fluid [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: http://www.bp.com/liveassets/bp_internet/lubricants/bp_czech_republic/STAGING/local_assets/downloads_pdfs/e/Energol_HLP-D.pdf
- [9] Quaker. Quintolubric[®] Fire-resistant hydraulic fluid [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: http://www.quintolubric.com/products/products_main.html
- [10] Bosch Rexroth. Product catalog hydraulic [online]. © 2014 [cit. 2014-01-19].
Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/productCatalogIndustrialhydraulic.html>

8 Seznam příloh

- [1] Výkres hydraulického obvodu – *SB3HYD01-KRA0201*