

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

TECHNICKÁ FAKULTA

Katedra zemědělských strojů



Inovace systému dopravy kapalného materiálu

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heřmánek, Ph.D.**

Autor diplomové práce: **Bc. Jiří Jandovský**

PRAHA 2013

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra zemědělských strojů

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jandovský Jiří

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Inovace systému dopravy kapalného materiálu

Anglický název

Inovation system for transportation of liquid material

Cíle práce

Cílem práce je popis problému vyskytujícího se při dopravě kapalného materiálu pro výrobu volantů. Na základě získaných poznatků navrhnout řešení, které může spočívat ve změně použitých prvků nebo parametrů dopravy. Součástí práce musí být i ověření navržených opatření.

Metodika

Student prostuduje dostupnou literaturu týkající se uvedené problematiky. Student se musí důkladně seznámit s dopravovaným materiálem a popsat jeho vlastnosti. Pečlivě prostudovat nabídku vhodných čerpadel od tuzemských i zahraničních výrobců. Ověření funkčnosti návrhu realizovat v laboratorních podmínkách. Postup bude podle Osnovy práce.

Osnova práce

1. Úvod
2. Popis současné problematiky zpracovávaného materiálu
3. Cíl práce
4. Technologické požadavky pro výběr prvků
5. Návrh změny dopravního systému
6. Výběr hydraulických prvků
7. Ověření funkčnosti návrhu opatření
8. Diskuze
9. Závěr

Rozsah textové části

40 stránek

Klíčová slova

doprava, čerpadlo, kapalný materiál

Doporučené zdroje informací

KUČÍK, P. - STRÁŽOVEC, I. - KRIŠŠÁK, P. 2000: Hydraulický přenos energie – mobilné pracovní stroje. Žilina, Žilinská univerzita, 2000, 384 s. ISBN 80-7100-725-0.

ROH, J. 1994: Tekutinové mechanismy. Praha, VŠZ, 1994, 168 s. ISBN 80-213-0172-4.

Firemní materiály týkající se vybraných hydraulických prvků.

Vedoucí práce

Heřmánek Petr, doc. Ing., Ph.D.

Konzultant práce

Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Termín zadání

listopad 2011

Termín odevzdání

duben 2013



doc. Ing. Adolf Rybka, CSc.

Vedoucí katedry



prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím literárních pramenů uvedených v seznamu použité literatury a po odborných konzultacích s vedoucím diplomové práce.

.....
Podpis

V Praze dne 5. března 2013

Poděkování

Děkuji Doc. Ing. Petru Heřmánkovi, Ph.D., vedoucímu mé diplomové práce, a Ing. Jiřímu Sochovi za jejich odborné vedení, cenné připomínky a rady, které mi poskytovali v průběhu jejího zpracování.

Dále bych také rád poděkoval své rodině, za podporu a trpělivost během studia.

Abstrakt: *Diplomová práce se zabývá popisem problému vyskytujícího se při dopravě kapalného materiálu pro výrobu volantů ve firmě TRW Volant a. s.*

V úvodu této práce jsem stručně nastínil celosvětové použití různých druhů polymerů. V dalších kapitolách postupně zhodnotil současnou situaci v technologii procesu vypěňování a našel nejkritičtější článek procesu, kterým je řadové pístové čerpadlo Bosch ZW 160. Popsal zpracovávaný materiál z hlediska jeho chemických a fyzikálních vlastností. Uvedl přehled a stručný popis vlastností jednotlivých druhů vyráběných čerpadel.

Na základě získaných vědomostí a technologických požadavků jsem dále vybral vhodné čerpadlo. Dalším krokem byla nutnost postavit zkušební stolicí pro své měření, aby nedocházelo k případným odstávkám výrobních linek. Následovala montáž vybraného čerpadla na zkušební stolicí a jeho otestování. Po neúspěchu při prvním testování, jsem zhodnotil příčinu neúspěchu a realizoval vhodnější návrh opatření.

V závěru této práce jsem zhodnotil jednotlivé návrhy opatření z ekonomického i technologického hlediska.

Klíčová slova: *čerpadlo, optimalizace, vstřikování, elektromotor, polyuretan*

Innovation system for transportation of liquid material

Summary: *This diploma thesis deals with the description of issue during transport of liquid material for production of steering wheels in company TRW Volant a. s.*

In the introduction of this thesis, I briefly outlined the global use of different kinds of polymers. In following chapters, I gradually reviewed the current situation of the foaming process technology and found out the most critical part of the process, which is row piston pump Bosch ZW 160. Further I described the processed material in terms of its chemical and physical properties. I mentioned the overview and brief description of the characteristics of each type of produced pumps.

Based on my knowledge and technological requirements, I have also selected the suitable pump. The next step was the need to build a test bench for my measurement to avoid any potential interruption of production lines. Further followed the installation of selected pump on the test bench and its testing. After the failure during the first testing, I have evaluated the cause of this issue and implemented better proposal of measures.

In the conclusion of this thesis I have considered and evaluated the partial proposals of measures from the economic and technological point of view.

Keywords: *pump, optimization, injection, electric motor, polyurethane*

Obsah:

1. Úvod.....	1
2. Cíl a metodika práce.....	2
2.1 Cíl práce.....	2
2.2 Metodika práce	2
3. Popis současné problematiky zpracovávaného materiálu.....	3
3.1 Popis výrobního podniku a výrobního programu	3
3.2 Popis zpracovávaného materiálu	3
3.3 Popis stávajícího stavu přípravy a dopravy zpracovávaného materiálu	5
3.4 Analýza a popis dlouhodobě nejkritičtějšího článku dopravního systému.....	8
4. Technologické požadavky pro výběr prvků.....	11
4.1 Technologické požadavky pro výběr čerpadla	11
4.2 Současná nabídka čerpadel na trhu.....	13
4.2.1 Zubová čerpadla	14
4.2.2 Šroubová čerpadla	15
4.2.3 Lamelová čerpadla.....	16
4.2.4 Pístová čerpadla.....	18
5. Návrh změny dopravního systému.....	23
6. Výběr hydraulických prvků.....	24
6.1 Popis vybraného čerpadla.....	24
6.2 Technické provedení a montáž vybraného čerpadla.....	24
7. Ověření funkčnosti návrhu opatření.....	27
7.1 Ověření funkčnosti prvního návrhu	27
7.2 Zhodnocení prvního návrhu opatření	28
7.3 Sestrojení zkušební stolice.....	29
7.4 Ověření funkčnosti druhého návrhu	31
8. Diskuze	41
8.1 Zhodnocení prvního testování	41
8.2 Zhodnocení druhého testování.....	41
8.3 Ekonomické zhodnocení navrženého řešení.....	42
9. Závěr.....	43
10. Seznam použité literatury.....	45
Seznam obrázků	47
Seznam tabulek	48
Seznam grafů.....	48

1. Úvod

Celosvětový průmysl je úzce spojen s výrobou různých druhů polymerů, především plastů. Prvním plastem byl parkesin čili umělá slonovina, který vynalezl Angličan Alexander Parkers v roce 1855. Prvním plně syntetickým plastem byl bakelit-reaktoplast vznikající polykondenzací fenolu a formaldehydu (1909). Po první světové válce začala výroba prvních vinylových plastů, např. PVC nebo polystyren. [3]

Do běžného života vstoupily plastové výrobky ve větší míře až po II. světové válce jako levná náhrada klasických materiálů, např. dřeva, skla, oceli a jiných kovů. [3]

Využití plastů poskytuje velké výhody pro výrobu tepelných izolací budov nebo i v dopravě. Jejich velkou výhodou je jejich nízká hmotnost. Na výrobu jednoho osobního automobilu je použito cca 130 kg plastů (což představuje cca 10 % celkové hmotnosti), čímž dochází k výraznému snížení hmotnosti a samozřejmě i snížení spotřeby paliva a emisí.

Jeden z největších světových výrobců plastů saúdskoarabský Sabic uvádí, pokud letadlo spotřebuje na 1 kg hmotnosti cca 0,03 kg paliva za hodinu letu a celosvětová flotila komerčních dopravních letadel nalétá 57 miliónů hodin ročně, pak úspora 1 kg hmotnosti náhradou za plasty se stejnými užitnými vlastnostmi znamená úsporu zhruba 1 700 tun paliva a 5 400 tun emisí oxidu uhličitého ročně. [5]

Polyuretan je polymer, vyráběný polyadici diizokyanátů a dvoj-nebo vícesytných alkoholů za vzniku karbamátové (uretanové) vazby. [4]

Výroba polyuretanových produktů není většinou prováděna polyadici základních komponentů přímo u výrobce těchto materiálů, nýbrž u samotného zpracovatele. Výroba polyuretanu spočívá ve smíšení tekutých reaktivních komponent-polyolu a izokyanátu ve vhodně tvarovaném mísícím prostoru, odkud tato směs odtéká do připravené naseparované formy. Doprava těchto materiálů ke směšovací hlavě se provádí různými druhy čerpadel. Čerpadla tvoří nedílnou součást vstřikovacího procesu (reakční vstřikování RIM). Čerpadla jsou hydraulické převodníky měnící mechanickou práci na proud kapaliny o určitém tlaku. Hydraulický průtok čerpadla je lineárně závislý na geometrickém objemu, frekvenci otáčení a celkové účinnosti.

V praxi se můžeme setkat s různými druhy čerpadel například zubové s vnitřním i vnějším ozubením, pístové radiální a axiální, pístové řadové, lamelové, membránové, odstředivé apod.

2. Cíl a metodika práce

V této části se pokusím o přiblížení stanovených cílů a metodiky pro vypracování této diplomové práce.

2.1 Cíl práce

Cílem práce je popis problému vyskytujícího se při dopravě kapalného materiálu pro výrobu volantů ve firmě TRW Volant a. s. Na základě získaných poznatků navrhnout optimální řešení, které může spočívat ve změně použitých prvků nebo parametrů dopravy kapalných médií. Mezi další cíle patří vytvoření přehledu o možnostech dopravy kapalných komponent (polyolu a izokyanátu) do místa zpracování a samozřejmě zhodnocení ekonomického hlediska použitého druhu čerpadel.

K lepšímu pochopení dané problematiky je nutné se seznámit se základními druhy čerpadel a samotnou technologií vstříkovaní polymerů. Dále otestovat vybraný druh čerpadla na sestaveném zkušebním stanovišti.

V závěru práce vyhodnotit zkušební provoz a nalézt případný návrh opatření k odstranění vzniklých nedostatků.

2.2 Metodika práce

První teoretická část této diplomové práce je zpracována formou literární rešerše různých literárních a informačních zdrojů, které nám poskytnou dostatečné množství vědomostí pro pochopení celé problematiky a následného vypracování praktické části. V první podkapitole jsou nejprve zpracovány obecné informace o výrobním podniku a jeho výrobním programu. V následujících podkapitolách je popsán zpracovávaný materiál, stávající stav přípravy a dopravy zpracovávaného materiálu a provedena analýza a popis dlouhodobě nejkritičtějšího článku dopravního systému.

V praktické části diplomové práce se nejprve zaměříme na technologické požadavky pro výběr vhodného čerpadla, současnou nabídku čerpadel na trhu a popis vybraného čerpadla.

Dalším krokem je technické provedení a montáž vybraného čerpadla na zkušební stolici, zhodnocení zkušebního provozu a v případě neúspěchu realizovat vhodnější návrh opatření.

3. Popis současné problematiky zpracovávaného materiálu

Tato kapitola obsahuje základní informace o výrobním podniku a jeho výrobním programu, popis zpracovávaného materiálu, použité technologie pro vstřikování polymerů a určení nejkritičtějšího článku dopravního systému.

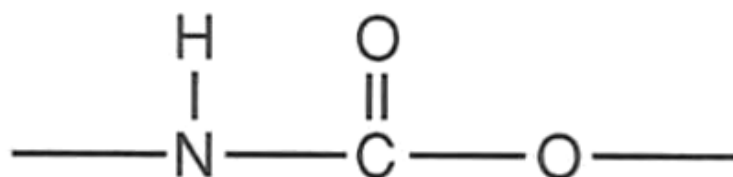
3.1 Popis výrobního podniku a výrobního programu

Společnost, u které pracuji již 14 let, se zaměřuje na vývoj, výrobu a následný prodej volantů do osobních i nákladních automobilů. Firma TRW Volant a. s., Praha 9, Horní Počernice je začleněna do divize TRW Occupant Safety Systems Europe, zabývající se vývojem, výrobou a prodejem volantů, airbagů a bezpečnostních pásů pro různé automobilky např. Ford, VW, Mercedes, BMW, Škoda atd. Výroba volantů je rozdělena do tří závodů, německý závod TRW Aschaffenburg GmbH, rumunský závod TRW Timisoara a TRW Horní Počernice, které spolupracují v rámci divize TRW OSS (Steering Wheel Systems).

Volant doplněný airbagem je nedílnou součástí osobních, ale i nákladních automobilů, ovlivňující jejich aktivní i pasivní bezpečnost, protože volant je umístěn v zorném poli řidiče musí firma dbát i na estetickou stránku při výrobě a následné montáži. Denní produkce naší firmy se pohybuje kolem 8 000 volantů.

3.2 Popis zpracovávaného materiálu

Polyuretan je polymer, který se vyrábí polyadici diizokyanátů a dvoj- nebo vícesytných alkoholů za vzniku karbamátové (uretanové) vazby, viz obr. 1.



Obrázek 1 – Strukturní vzorec uretanové skupiny [1]

Vstupní komponenty polyuretanu tvoří izokyanáty, které jsou charakterizovány prostřednictvím procentuálního obsahu NCO-skupin v jedné molekule látky. [1]

Izokyanáty velmi snadno reagují se všemi sloučeninami obsahující aktivní vodík (např. voda, alkoholy, fenoly, karboxylové kyseliny, aminy atd.). Hlavní růstová reakce je doprovázena řadou vedlejších reakcí, z nichž některé jsou cíleně využívány k výrobě určitých

druhů polyuretanů. Například při výrobě pěnového polyuretanu je důležité uvolňování oxidu uhličitého (CO_2), který při reakci izokyanátové skupiny s vodou působí jako nadouvadlo. Mezi hlavní reakční partnery izokyanátů patří polyhydroxilové sloučeniny, nazývané polyoly, charakterizované hydroxylovým číslem (OH- číslo, v mg KOH/g). Zhruba 80 až 90 % dnes používaných polyolů tvoří polyetheroly a zbývající část je tvořena polyesteroly. [1]

Z předešlého vyplývá, že polyol a izokyanát tvoří základní složky pro vznik polyuretanu. Dále se přidávají různá barviva, katalyzátory způsobující urychlení polyadiční reakce, prodloužení a zkvalitnění zesíťování řetězců či řízení reakcí, nadouvadla slouží k výrobě pěnového polyuretanu, stabilizátory umožňují řízení velikosti buněk polyuretanové pěny a napomáhají k vytvoření homogenní struktury (UV stabilizátory, inhibitory oxidace a retardéry hoření). [1]

V běžném životě se můžeme setkat s polyuretanovými výrobky například matrace, podrážky bot, palubní desky a sedačky automobilů, různé izolace (střech, potrubí) atd., také jako biomateriál pro medicínské aplikace (cévy a katetry), nebo jako biodegradabilní materiál, který se v lidském těle kontrolovaně rozloží na netoxické produkty. [6]

Příklad procesu pěnění neobarveného polyuretanu je uveden na obrázku 2, kde složku A tvoří polyol a složku B izokyanát.



Obrázek 2 – Fotografické znázornění reakce složek polyuretanu [1]

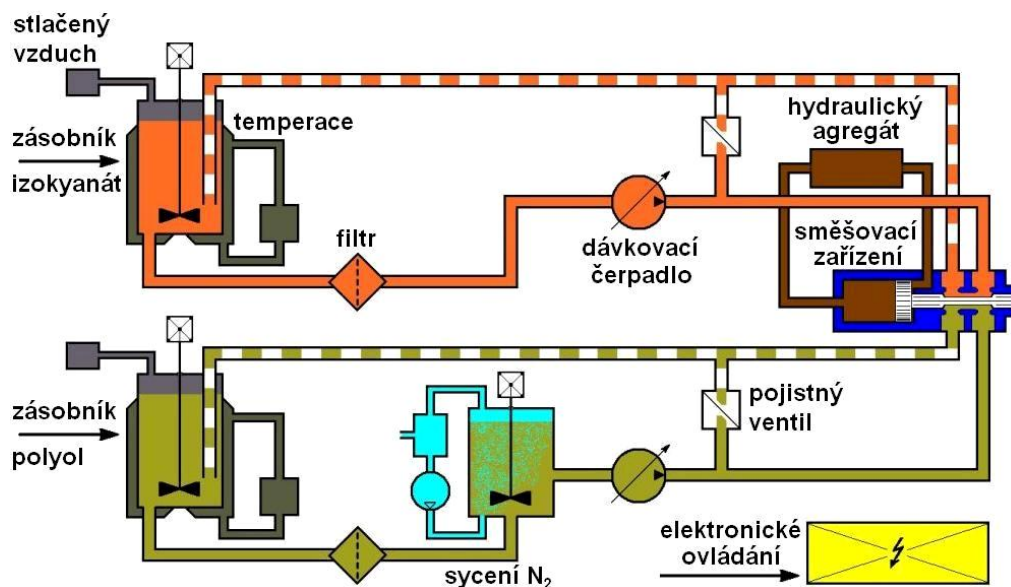
3.3 Popis stávajícího stavu přípravy a dopravy zpracovávaného materiálu

Polyol i izokyanát jsou dopravovány do firmy TRW Volant a. s. nákladními vozy v cisternách a skladovány v objemných nádržích, dvě nádrže pro polyol o jmenovitém objemu 25 m³ a jedna nádrž pro izokyanát o stejném objemu. Ve skladu těchto materiálů je udržována teplota mezi 24 až 28 °C. Odtud jsou oba materiály dopravovány šroubovými čerpadly a potrubím do tzv. denních zásobníků, viz obr. 3. V denních zásobnících o objemu cca 1 000 litrů je nad materiálem udržován dusíkový polštář a jednotlivé komponenty jsou neustále míchány pomaloběžnými míchadly, aby nedošlo k oddělení jednotlivých složek materiálu. Polyol je navíc před samotnou distribucí k vysokotlakým čerpadlům sycen dusíkem pomocí zařízení, které se nazývá Aeromat.

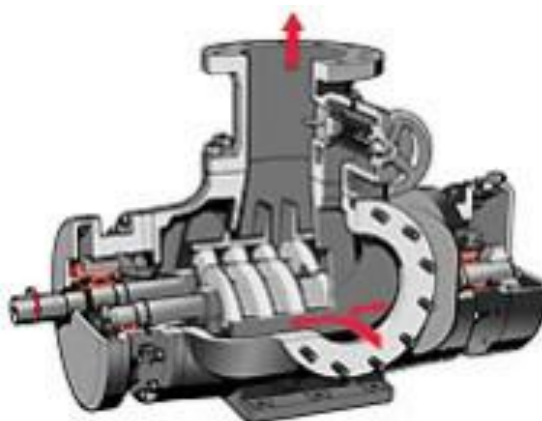


Obrázek 3 – Denní zásobníky se sycením polyolu dusíkem

Současně jednotlivé komponenty cirkulují v celém dopravním systému, prochází tepelným výměníkem typu kapalina/kapalina, kde dochází k temperování materiálu na teplotu polyol 42 °C a izokyanát 35 °C, viz obr. 4. Cirkulace obou komponent je zajištěna dvouvřetenovými šroubovými čerpadly, viz obr. 5.



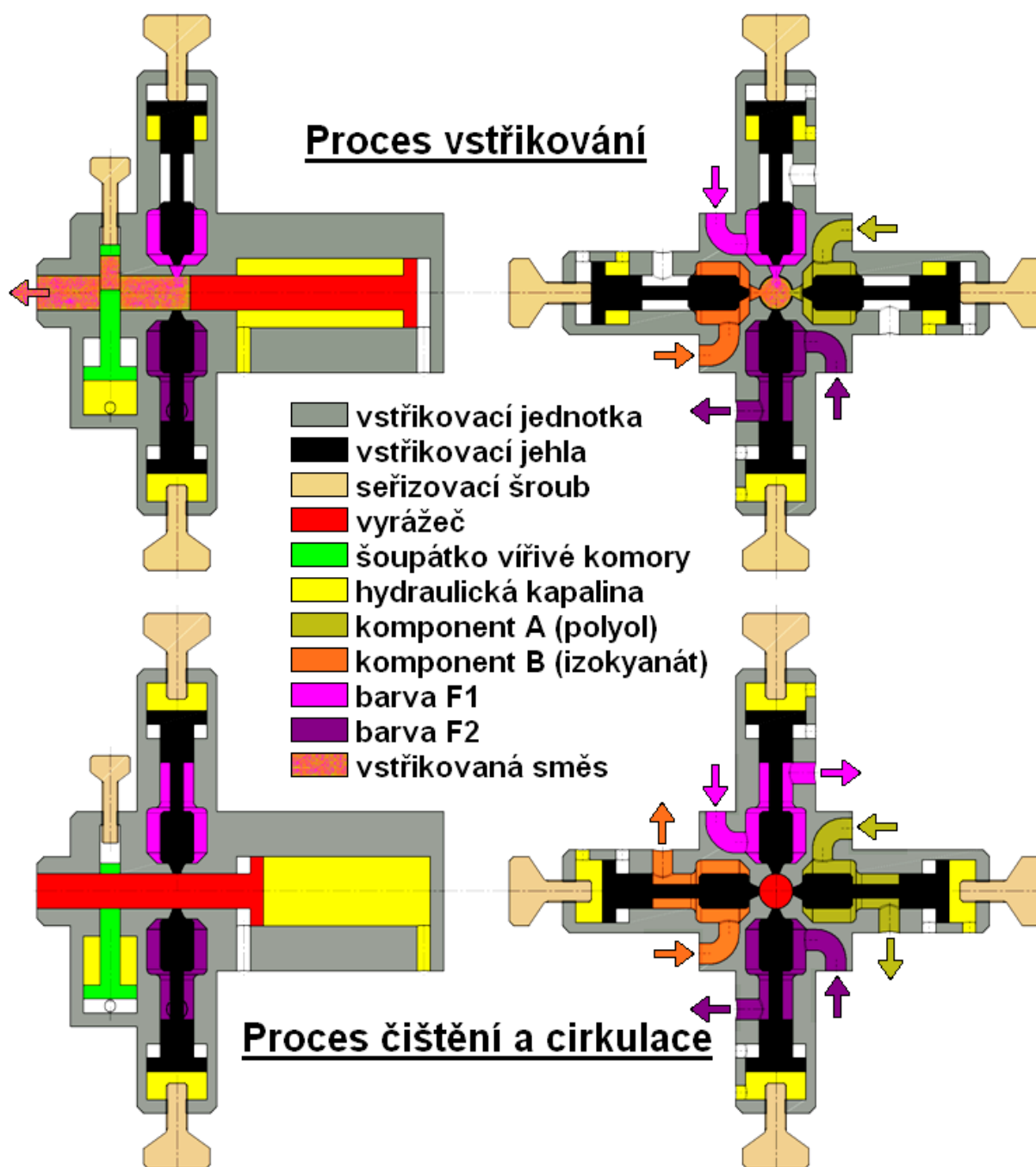
Obrázek 4 – Schematicky znázorněný systém vstřikování polyuretanu [1]



Obrázek 5 – Dvouvřetenové šroubové čerpadlo [7]

Škrčení této cirkulace na zpátečním vedení do denních zásobníků vyvolává potřebný přetlak do řadových pístových čerpadel Bosch ZW 160, které slouží k dopravě materiálů ke směšovací hlavě. Materiál od řadových pístových čerpadel proudí trubkovým a hadicovým vedením přes elektromagnetické rozváděče do směšovací hlavy MQU od německé firmy Hennecke, prochází komorami pro vstřikovací trysky a otvory v trysce určenými pro cirkulaci do zpětného vedení, kde je umístěn regulační škrťací ventil pro udržování nastaveného tlaku. Tlak při tomto režimu, který nazýváme malý recykl, je udržován na hodnotě 16 až 17 MPa. Doba recyklu se pohybuje od 5 do 10 sec., pak následuje otevření vstřikovacích trysek, jehla trysky se zvedne ze sedla a uvolní průchod materiálům do směšovací komory, jejíž velikost můžeme plynule měnit otáčením regulační části šoupátka. Tím dochází ke změně rychlosti toku materiálů do dutiny formy a je umožněno případné

odstranění nedostatků při vypěňování. Tryska je ovládána hydraulicky, elektromagnetickými rozváděči Rexroth. Samotné vstřikování jednotlivých komponent trvá cca 4 až 6 sec. v závislosti na typu volantu, při tlaku polyolu a izokyanátu 16 až 17 MPa a barevné pasty 8 až 10 MPa. Ze směšovací komory materiál proudí do dutiny temperované formy, viz obr. 9. Po ukončení vstřikovacího procesu je zbylý materiál vytlačen vyrážecem do vtokové části předem naseparované a nalakované formy. Jednotlivé formy mají zajištěné vyhřívání pomocí proudící vody přes kanálky umístěné v její spodní i vrchní části. Princip celého mechanismu vstřikovací jednotky je znázorněn na obr. 6.



Obrázek 6 – Schematicky znázorněný princip a funkce vstřikovací hlavy MQU [8]

3.4 Analýza a popis dlouhodobě nejkritičtějšího článku dopravního systému

Nejkritičtějším článkem celého dopravního systému jsou na základě dlouhodobých zkušeností vysokotlaká řadová pístová čerpadla Bosch ZW 160. Jedná se o šesti pístová čerpadla, používaná před 30 až 50 lety v palivovém systému vznětových nákladních automobilů a těžkých pracovních strojů. Regulace těchto čerpadel je zajištěna změnou polohy regulační tyče a tím i řídicí hrany pístu vůči plnicímu otvoru ve válci pístu, viz obr. 7.



Obrázek 7 – Zobrazení regulační hrany pístu a plnicího otvoru

Tyto čerpadla po absolvování týdenního zaškolení ve firmě Hennecke v Německu opravují již 9 let. Téměř všechny čerpadla v naší firmě jsou v provozu přes 40 000 hodin, což značně překračuje stanovenou dobu jejich životnosti cca 10 000 hodin. Při provozu těchto čerpadel, která jsou již výrazně za hranicí jejich provozní životnosti, dochází především k praskání vratných pružin, které udržují spodní kluzné ložisko v kontaktu s vačkovou hřídelí. Důvodem praskání pružin jsou nadměrné vibrace při chodu čerpadel, způsobené značným opotřebením vaček, ložisek vačkové hřídele, vedení spodních ložisek ve vývrtech skříně a také středního radiálního ložiska vačkové hřídele.

Opravy těchto čerpadel přestávají být rentabilní. Cena jednoho tlakového pístu 13 020 Kč, jedné pružiny 1 920 Kč, vačkové hřídele 71 000 Kč, rovnotlakého výtlačného ventilu 6 090 Kč atd., také nesmíme zapomenout na sadu těsnění a ložiska vačkové hřídele. Protože je většina originálních dílů velmi drahá snažíme se co možná nejvíce dílů renovovat nebo je necháváme vyrábět u tuzemských výrobců. Vačkové hřídele necháváme brousit a opatřovat vrstvou tvrdochromu v místech stykových ploch s kluznými ložisky, nebo

hřídelovými kroužky (gufery). Tyto renovace různých funkčních skupin čerpadel nelze použít na všech opotřeбенých součástech, proto musíme některé části koupit vždy nové. Všechny díly rozebraného řadového pístového čerpadla připravené ke složení jsou na obrázku 8.



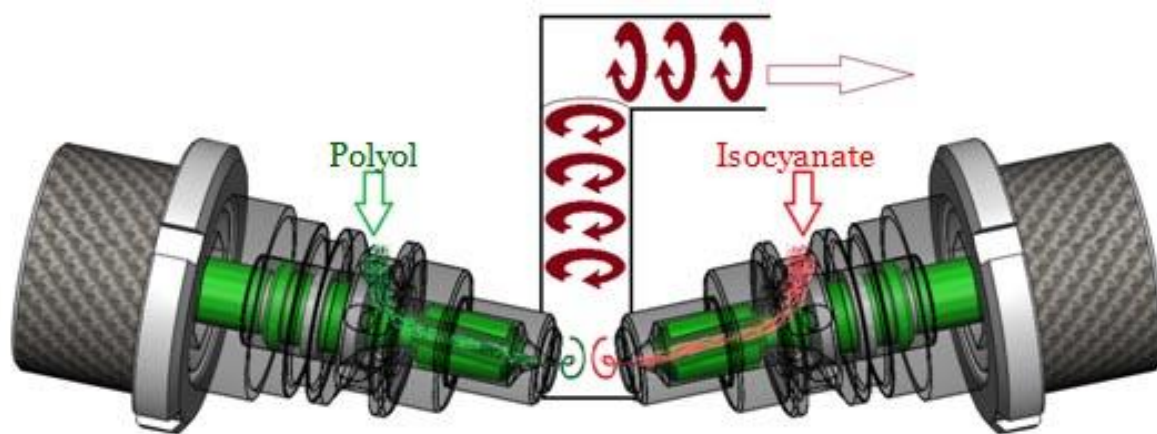
Obrázek 8 – Jednotlivé díly řadového pístového čerpadla Bosch ZW 160

Vzhledem k ceně nového čerpadla, která činí v současné době 427 000 Kč bez DPH a neustále se opakujícím poruchám, které mají za následek odstavení celé jedné výrobní linky na zhruba jednu hodinu z provozu, což představuje ztrátu ve výrobní produkci cca 150 ks volantů, jsem se rozhodl pokusit se tyto čerpadla nahradit jiným typem čerpadel, která budou výrazně levnější a zároveň splní naše požadavky vstřikovacího procesu (reakční vstřikování RIM).

RIM reakční vstřikování – spočívá ve vstříknutí kapalně monomerní směsi do uzavřené, naseparované dutiny formy, kde dojde k jejímu promísení. Vlivem chemické reakce tato směs polymeruje a expanduje do dutiny formy za současného uvolňování tepla (exotermická reakce), kde postupně dochází k jejímu plnému vytvrzení. Pro dosažení stability procesu vypěňování, musí být formy temperovány na teplotu 60 až 90 °C, aby nedocházelo

k rychlému chladnutí materiálu během chemické reakce. Doba plného vytvrzení se pohybuje u materiálů s rychlejší reakční schopností kolem jedné minuty.

Mezi nejdůležitější součásti vstříkovací formy patří kromě tvarované dutiny i míchací dutina pro oba vstupní materiály, viz obr. 9 (v případě barevných variací dochází k přidávání barevné pasty). Velmi důležitým prvkem při vstříkování materiálů do formy je systém odvzdušnění formy pomocí odvzdušňovacích trysek, kterými dochází k úniku vzduchu při plnění formy materiálem. Trysky ovlivňují zatékání materiálu do tvarově složitých míst vstříkovací formy, kde záleží na jejich průměru a rozmístění.



Obrázek 9 – Proudění jednotlivých materiálů přes trysky do míchací dutiny [8]

4. Technologické požadavky pro výběr prvků

4.1 Technologické požadavky pro výběr čerpadla

Mezi hlavní technologické požadavky pro výběr čerpadla patří:

- vstupní tlak,
- výstupní tlak,
- geometrický objem,
- provozní otáčky,
- schopnost čerpat daný materiál,
- a odolnost vůči abrazi materiálu.

Tlak na vstupu čerpadla se pohybuje od 0,2 do 0,5 MPa, výstupní potřebný tlak čerpadla při běhu recyklu a vstřikování je maximálně 17 MPa (± 2 MPa).

Geometrický objem čerpadla je závislý na požadovaném průtoku dle vzorce (1).

$$Q = V_g \cdot n \cdot \eta_c \quad (1)$$

Q – průtok [$\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$]

V_g – geometrický objem [cm^3]

n – otáčky za minutu [min^{-1}]

η_c – celková účinnost čerpadla [-]

Požadovaný průtok materiálu polyol je 5 160 až 5 290 $\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, pro izokyanát je tato hodnota nižší 3 510 až 3 640 $\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Tyto hodnoty určují směšovací poměr obou vstupních komponent při vlastním vypěňovacím procesu. Otáčky čerpadel jsou závislé na typu použitého asynchronního motoru a především na počtu pólových dvojic (pólpárů) dle vzorce (2).

$$n = (60 \cdot f) / p \quad (2)$$

n – otáčky za minutu [min^{-1}]

f – frekvence elektrické sítě [Hz]

p – počet pólových dvojic [-]

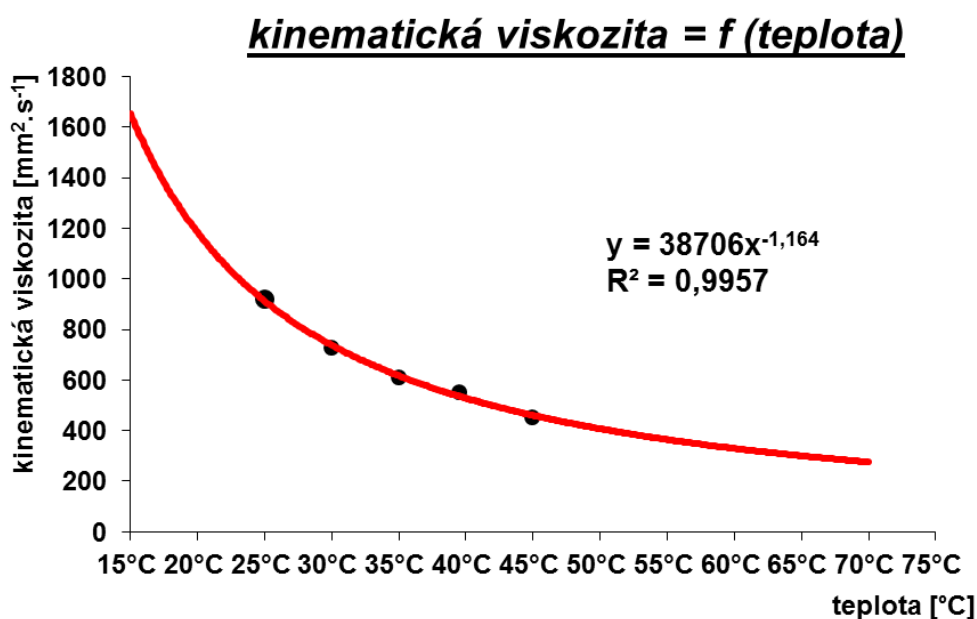
Z čehož vyplývá, že otáčky hřídele dvoupólového třífázového asynchronního motoru připojeného na elektrickou síť v ČR s kmitočtem 50 Hz a při uvažovaném skluzu 4 % se budou pohybovat kolem $1\,440\text{ min}^{-1}$.

Za předpokladu použití dvoupólového asynchronního motoru, potřebného průtoku pro materiál polyol a předpokládané celkové účinnosti čerpadla cca 0,8 bude dle vzorce (1) požadovaný geometrický objem čerpadla v rozmezí 4,5 až 4,6 cm^3 .

V případě použití čerpadla s konstantním geometrickým objemem musíme požadovaný průtok Q měnit změnou otáček asynchronního motoru. Toho lze dosáhnout pomocí frekvenčního měniče, kdy se otáčky mění s frekvencí lineárně dle vztahu (2). Z hlediska schopnosti čerpat daný materiál čerpadlem je velmi důležitým faktorem závislost kinematické viskozity na teplotě, viz graf 1. Naměřené hodnoty, viz tabulka 1, pochází z naší firemní laboratoře, včetně dále uvedených fyzikálních a chemických vlastností materiálů.

viskozita	dynamická	kinematická
teplota	mPa.s	$\text{mm}^2.\text{s}^{-1}$
25°C	930	921
30°C	732	725
35°C	621	615
40°C	556	550
45°C	460	455

Tabulka 1 – Dynamická a kinematická viskozita polyolu



Graf 1 – Závislost kinematické viskozity na teplotě materiálu polyol

Mezi další fyzikální a chemické vlastnosti materiálů patří:

- polyol:

- hodnota pH 8 – 12,
- teplota tuhnutí $< 0^{\circ}\text{C}$,
- bod vzplanutí $> 110^{\circ}\text{C}$,
- tenze par $< 10 \text{ mbar}$ (20°C),
- hustota $1,02 \text{ g}\cdot\text{cm}^{-3}$ (20°C),
- hustota $1,01 \text{ g}\cdot\text{cm}^{-3}$ (25°C),

- izokyanát:

- dynamická viskozita $75 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ (20°C),
- hustota $1,21 \text{ g}\cdot\text{cm}^{-3}$ (20°C).

Odolnost čerpadla vůči abrazivnímu opotřebení čerpaným materiálem lze zvýšit použitím kvalitnějších materiálů, například cementačních ocelí 14220, 16420, 16720. Po obrobení povrchu stykových ploch se provede cementování do hloubky 1 až 2 mm. Můžeme také použít legované oceli zušlechťené na pevnost 800 až 950 MPa a zakaleny na tvrdost 54 až 60 HRC. Tímto se budeme snažit eliminovat špatnou mazací schopnost a abrazivní vlastnosti čerpaného materiálu.

4.2 Současná nabídka čerpadel na trhu

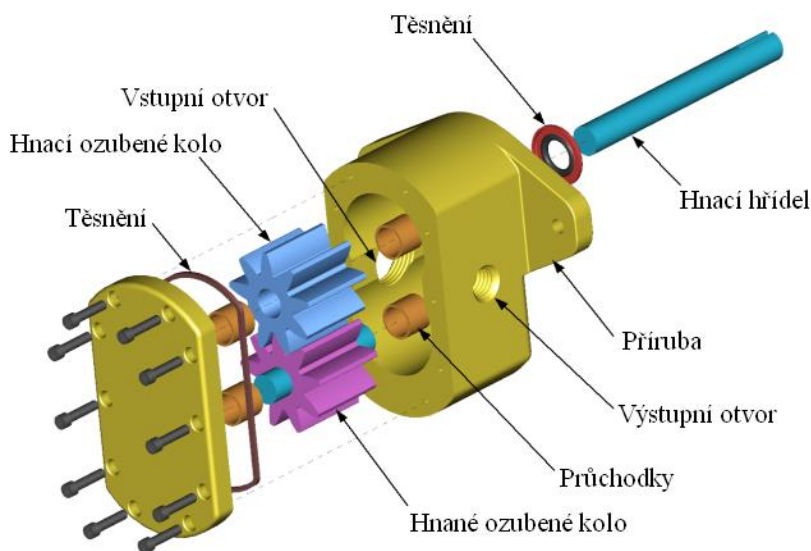
Čerpadla jsou hydraulické převodníky měnící mechanickou práci na proud kapaliny o určitém tlaku. Při otáčení hřídele čerpadla se objem jeho pracovních prostorů postupně zmenšuje, čímž je kapalně médium vytlačováno do potrubí. Na straně sání se pracovní prostory otevírají (zvětšují) a zaplňují přiváděnou kapalinou, vzniká sací účinek. Součet pracovních prostorů čerpadla odpovídající jeho jedné otáčce nebo jednomu zdvihu se nazývá geometrický objem.

Čerpadla můžeme rozdělit na:

- zubové – s vnějším a vnitřním ozubením,
- šroubové,
- lamelové,
- pístové – radiální, axiální a řadové.

4.2.1 Zubová čerpadla

● Zubová čerpadla s vnějším ozubením - jsou velmi rozšířené pro svojí výrobní jednoduchost a z toho plynoucí příznivou cenu. Jsou tvořeny nejčastěji dvěma páry vzájemně zabírajících ozubených kol uložených v tělese s velmi malou radiální i axiální vůlí, viz obr. 10.



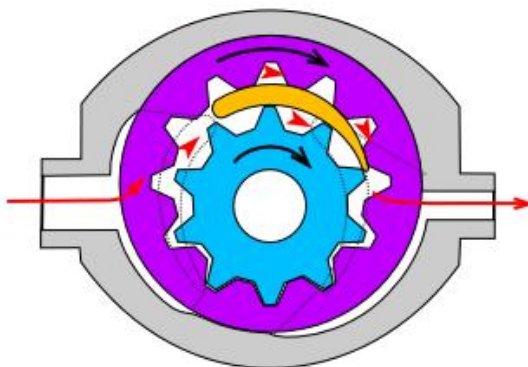
Obrázek 10 – Zubové čerpadlo s vnějším ozubením [9]

Vzhledem k nepříznivému rozložení sil působících na kluzná ložiska ozubených kol při práci čerpadla je dobré použít radiální vyvážení. V tělese čerpadla jsou vytvořeny kanálky spojující stranu výtlačku se sáním a stranu sání s výtlačkem. Při použití radiálního vyvážení dochází ke zkrácení štěrbiny mezi čely ozubených kol a tělesem čerpadla. V mnoha případech těsní pouze 1 až 2 zuby, což zvyšuje potřebu zvýšit přesnost výroby, aby nedocházelo k poklesu průtokové účinnosti. Radiální vůle se pohybuje v rozmezí 0,01 až 0,07 mm. Čerpadla pro provozní tlaky do 5 MPa mají obvykle konstantní axiální vůli cca 0,005 až 0,01 mm. Pro větší tlaky se používá axiální vyvážení, kdy se ze strany ozubených kol přiloží plovoucí víka přitlačovaná tlakovým olejem. [2]

Mezi nevýhody zubových čerpadel patří nižší průtoková účinnost, pulsace průtoku a tlaku. Pulsace průtoku závisí na kvadrátu modulu ozubení, provozních otáčkách a šířce zubů. Tyto čerpadla se vyrábí pro frekvenci otáčení od 700 do 4 000 min⁻¹, geometrický objem 2,5 až 250 cm³ a tlak 6,3 až 20 MPa. [11]

● Zubová čerpadla s vnitřním ozubením - můžeme dále rozdělit na čerpadla s pevnou osou otáčení obou ozubených kol a čerpadla, kde nejméně jedno kolo koná planetový pohyb (orbitální typ). [2]

Čerpadla s pevnou osou otáčení se vyrábí v provedení s vložkou mezi ozubenými koly, viz obr. 11, nebo bez vložky mezi ozubenými koly.



Obrázek 11 – Čerpadlo s vnitřním ozubením a vložkou mezi ozubenými koly [9]

Mezi výhody čerpadel s vnitřním ozubením patří pozvolnější plnění a vyprazdňování zubových mezer, malé pulzace výstupního průtoku srovnatelné s pístovými axiálními převodníky, dlouhá životnost, vysoká objemová účinnost a nízká hlučnost. Provedení pouze jako neregulační typ.

Orbitální čerpadla se nepoužívají, protože zdroje energie mají obvykle větší frekvenci otáčení. Frekvence otáčení u těchto převodníků se pohybuje od 200 do 800 min^{-1} , což je velmi výhodné pro použití těchto převodníků jako odměrných čerpadel u jednotky Orbitrol hydrostatického řízení samojízdných strojů. [2]

4.2.2 Šroubová čerpadla

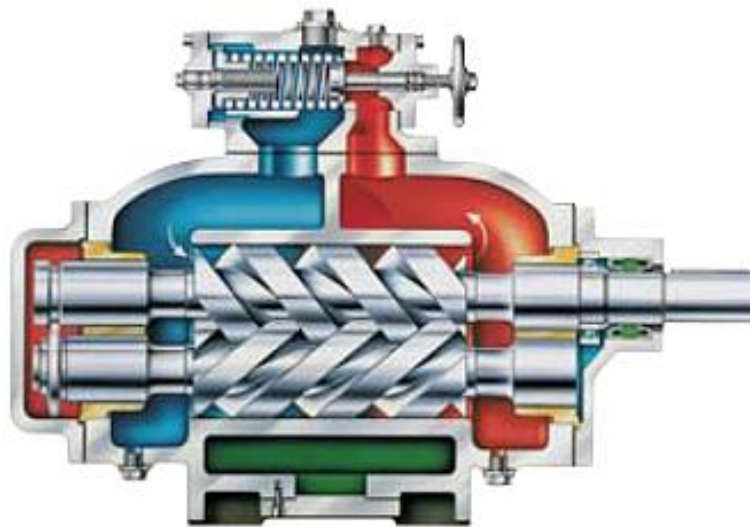
Mohou mít jedno vřeteno nebo dvě až čtyři vřetena. Pro pouhou dopravu kapalin poslouží i šnek uložený v trubce. U jednovřetenových čerpadel se volí tlakový spád 0,2 MPa na jedno stoupání závitu. U vícevřetenových šroubových hydrogenerátorů se připouští tlakový spád až 1,5 MPa na jedno stoupání závitu. [10]

Princip činnosti dvouvřetenového čerpadla spočívá v tom, že kapalina je uzavřena do zubových mezer mezi dvěma vřeteny a přesunuje se ve směru pohybu šroubovice. V místě výtlaku se zubová mezera otevře vyběhnutím závitu vřeten ze závitu a zmenšováním prostoru dojde k vytlačování kapaliny ven z čerpadla. Nejvyužívanější profily závitu jsou obdélníkový

a lichoběžníkový. Poháněna mohou být obě vřetena, ale stále častěji se objevuje přímý pohon jen jednoho vřetena a na druhé je hnací moment přenášen pomocí ozubených kol. [10]

Princip třívřetenových čerpadel je podobný jako u dvouvřetenových pouze s tím rozdílem, že se skládá ze tří vřeten, kde hlavní vřeteno dopravuje kapalinu a dvě pomocná vřetena jej těsní a oddělují pracovní prostor na řadu malých objemů. V nich je od sacího do výtlačného otvoru kapalina přepravována. [10]

Největší předností šroubových čerpadel je plynulý průtok bez pulsací, což zaručuje klidný a velmi tichý chod. Mezi hlavní nevýhody patří velké rozměry pro vysoké provozní tlaky a vyšší cena. Vyrábí se pro frekvenci otáčení 30 až 4 000 min^{-1} , geometrický objem 2,5 až 12 000 cm^3 a tlak 1,0 až 20 MPa.



Obrázek 12 – Dvouvřetenové čerpadlo [10]

4.2.3 Lamelová čerpadla

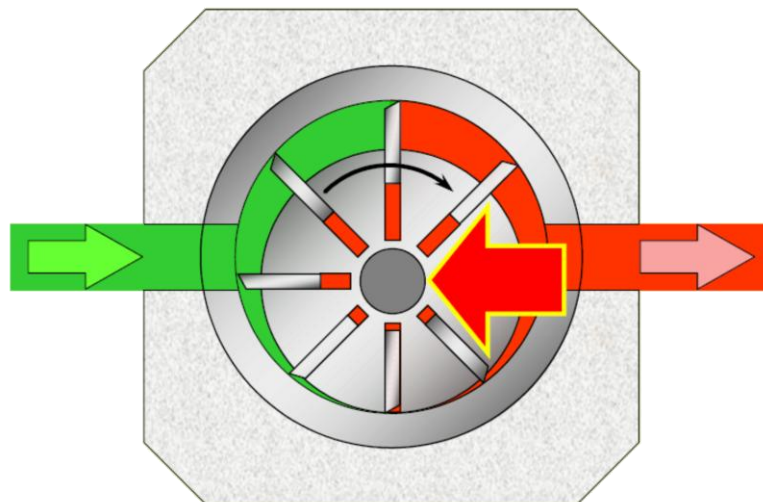
Skládají se z rotoru, lamel a statoru. Lamely rozdělují prostor mezi statorem a rotorem. Při otáčení rotoru se mění radiální vzdálenost mezi rotorem a statorem. V místě, kde dochází ke zvětšování objemu, nastává sání a v místě zmenšování objemu nastává výtlač. Lamelová čerpadla mohou mít:

- lamely vedené ve statoru,
- lamely vedené v rotoru,
- lamely pevné. [11]

● Lamelová čerpadla s lamelami vedenými ve statoru - mají rotor přibližně ve tvaru elipsy. Délka delší osy elipsy odpovídá vnitřnímu průměru statoru zmenšenému o provozní vůli. V drážkách statoru jsou umístěné dvě lamely. Při otáčení rotoru dochází k vysouvání

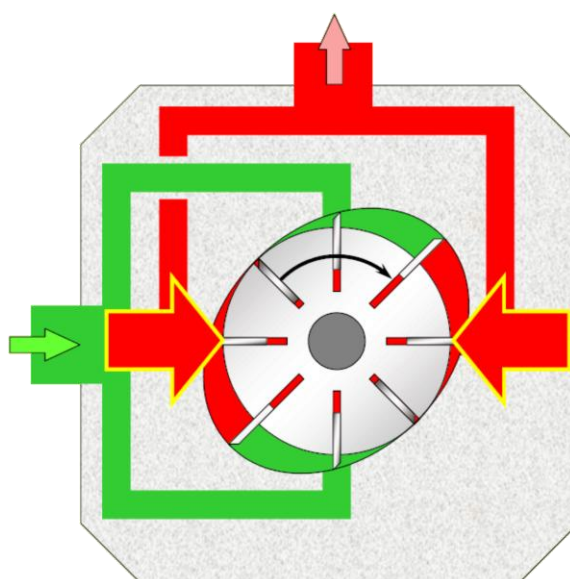
a zasouvání lamel, čímž se vymezují dva sací a dva výtlačné prostory. Lamely jsou zasouvány otáčejícím rotorem proti síle pružin, které udržují lamely v kontaktu s rotorem. [2]

● Lamelová čerpadla s lamelami vedenými v rotoru - jsou tvořeny statorem s hladkou vnitřní válcovou plochou, rotorem s drážkami pro lamely, hnacím hřídelem a lamelami, viz obr. 13.



Obrázek 13 – Lamelové čerpadlo s lamelami v rotoru nevyvážené [11]

Tyto čerpadla mohou být provedeny jako regulační i reverzační, kdy se výstřednost rotoru mění od nuly do maxima v kladném i záporném smyslu. Při provozu těchto čerpadel dochází k velkému namáhání radiálních ložisek, proto se používají spíše pro nižší tlaky do cca 10 MPa, nebo se používá radiální vyvážení. Princip radiálního vyvážení je patrný z obr. 14. [2]



Obrázek 14 – Lamelové čerpadlo s lamelami v rotoru vyvážené [11]

● Lamelová čerpadla s pevnými lamelami - používají se většinou jako hydromotory s velkým točivým momentem, pro frekvenci otáčení 1 000 až 4 000 min⁻¹, geometrický objem 2,5 až 250 cm³, tlak 6,3 až 32 MPa s celkovou účinností 0,65 až 0,85. [11]

4.2.4 Pístová čerpadla

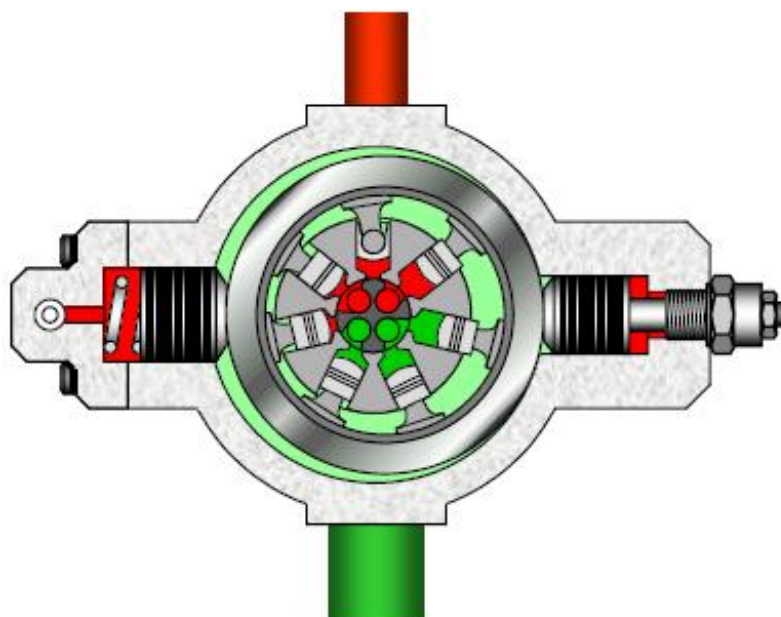
Pístová čerpadla vytváří geometrický objem vratným pohybem pístů. Geometrický objem je lineárně závislý na průřezu, zdvihu a počtu pístů. Konstrukčně a výrobně jsou pístová čerpadla dosti náročná a proto i velmi drahá. Přesto jsou velmi oblíbené a rozšířené. Mezi kladné vlastnosti můžeme zařadit například:

- malou měrnou hmotnost na jednotku přenášeného výkonu,
- velký svodový odpor,
- použití pro vysoké tlaky,
- vysokou celkovou účinnost.

Podle uspořádání válců vzhledem k ose otáčení se dělí na:

- radiální,
- axiální,
- řadová.

● Radiální pístová čerpadla - mají válce umístěné kolmo na osu otáčení nebo skloněné pod úhlem větším než 45°. Válce mohou být uspořádané v rotujícím bloku nebo ve statoru. Radiální pístová čerpadla s písty vedenými v rotoru mají uprostřed rotoru čep, který slouží jako rozváděč, viz obr. 15.



Obrázek 15 – Radiální pístové čerpadlo s písty v rotoru [11]

Kapalina je v průběhu jedné poloviny otáčky přiváděna do válců pod písty a v druhé polovině otáčky je z válců odváděna. V případě použití pístového radiálního čerpadla s křivkovou dráhou se píst během jedné otáčky hřídele několikrát zasune a vysune, což výrazně zvyšuje jeho geometrický objem. Počet zdvihů je dán počtem výstupků statoru. Tyto čerpadla se vyrábí pouze s konstantním geometrickým objemem, většinou jako hydromotory s velkým točivým momentem a dobrou účinností při malé frekvenci otáčení. Pístové radiální čerpadlo s jedním zdvihem na otáčku se vyrábí pro frekvenci otáčení 600 až 3 000 min⁻¹, geometrický objem 6,3 až 400 cm³, tlak 16 až 40 MPa a s celkovou účinností 0,85 až 0,92. [2]

Pístové radiální čerpadlo s křivkovou dráhou se používá pro frekvenci otáčení 10 až 600 min⁻¹, geometrický objem 63 až 6 300 cm³, tlak 10 až 32 MPa a s celkovou účinností 0,8 až 0,9. [2]

● Axiální pístová čerpadla - mají blok válců uspořádaný rovnoběžně s osou hřídele nebo skloněný pod úhlem menším než 45°. Podle spojení pístů s výstupním hřídelem se dělí na:

- axiální pístová čerpadla s nakloněnou deskou bez ojnic,
- axiální pístová čerpadla s ojnicemi.

Podle uložení válců mohou být:

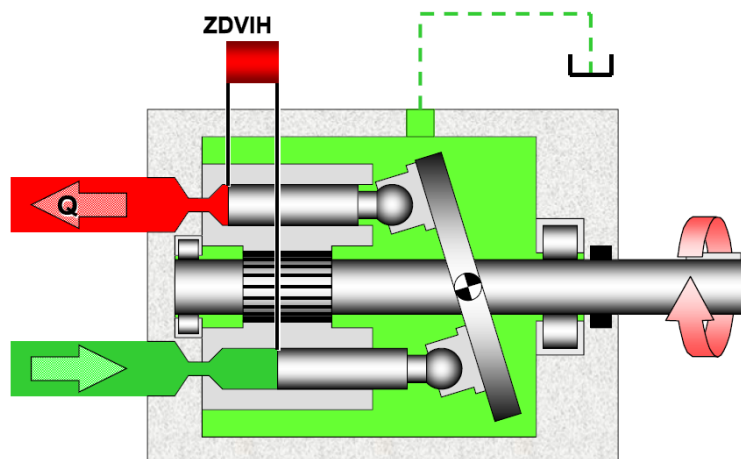
- s rotujícím blokem válců,
- se stojícím blokem válců.

Podle orientace válců vzhledem k výstupnímu hřídeli mohou být:

- s přímou osou,
- s lomenou osou,
- s válci uspořádanými po kuželové ploše.

Průtoková účinnost axiálních čerpadel se pohybuje kolem 0,96 až 0,98, tlaková účinnost 0,93 až 0,96 a celková účinnost 0,90 až 0,95, z čehož vyplývá velice ekonomický provoz těchto čerpadel. [2]

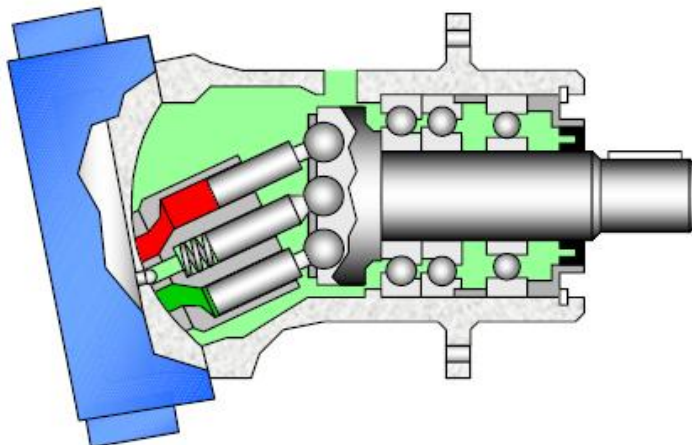
Pístové axiální čerpadlo s nakloněnou deskou je vyráběno v provedení jako regulační nebo s konstantním geometrickým objemem. Regulace se provádí naklápěním regulační desky o úhel α , čímž dochází ke zvětšování zdvihu pístu a tím i geometrického objemu. Reverzace se provádí nakloněním desky do záporných hodnot úhlu α . Při úhlu $\alpha = 0^\circ$ je průtok čerpadla nulový. Princip regulace je znázorněn na obr. 16.



Obrázek 16 – Pístové axiální čerpadlo s nakloněnou deskou [11]

O desku se písty opírají přímo nebo přes hydraulicky vyvážená kluzátka. Kluzátka mají na stykové ploše s nakloněnou deskou vybrání, do něhož je zaveden otvorem v pístu i kluzátku tlakový olej. [2]

Pístové axiální čerpadlo s nakloněným blokem se vyrábí také jako regulační nebo s konstantním geometrickým objemem. Princip činnosti je znázorněn na obr. 17.

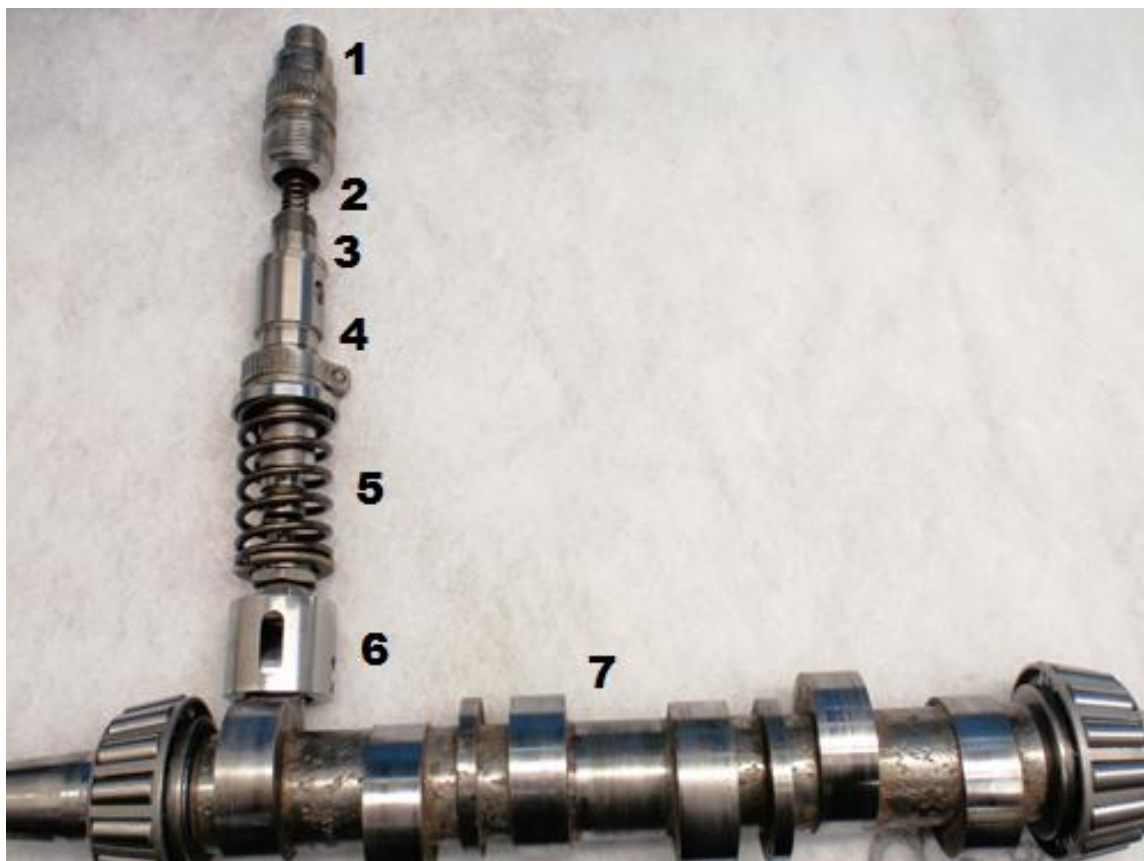


Obrázek 17 – Pístové axiální čerpadlo s nakloněným blokem [11]

Axiální pístová čerpadla jsou vyráběna pro frekvenci otáčení 600 až $6\,000\text{ min}^{-1}$, geometrický objem 0 až $1\,000\text{ cm}^3$, tlak 4 až 45 MPa a s celkovou účinností $0,85$ až $0,92$. [12]

- Řadová pístová čerpadla - mají válce uspořádány v rovině vačkové hřídele. Zdvih jednotlivých pístů je odvozen od jednotlivých vaček umístěných na vačkové hřídeli, přes zdvihátka s kluznými ložisky. Pomocí stavitelných šroubů umístěných na těchto zdvihátkách

se seřizuje zdvih pístů. Geometrický objem čerpadel se mění natočením řídicí tyče, čímž dojde k pootočení řídicí hrany pístu vůči plnicímu otvoru ve válci pístu, viz obrázek 7. Vratný pohyb pístu je zajištěn pomocí vinutých pružin. Výtlaček čerpané tekutiny jde z pístu přes rovnotlaký nebo rovnoobjemový ventil. Otevření těchto ventilů se děje tlakem kapaliny proti síle pružiny více, viz popis obr. 18, kde je nafocena jedna část šesti pístového řadového čerpadla Bosch ZW 160.



Obrázek 18 – Sestava řadového čerpadla Bosch ZW 160

- 1 – prvek pro připojení výtlačného potrubí*
- 2 – vratná pružina zavírající tlakový ventil*
- 3 – tlakový ventil*
- 4 – sestava válec a píst*
- 5 – pružina zajišťující vratný pohyb pístu*
- 6 – zdvihátko pístu s kluznými ložisky a seřizovacím šroubem*
- 7 – vačková hřídel s ložisky*



Obrázek 19 – Řadové pístové čerpadlo Bosch ZW 160

Velkou výhodou prakticky všech pístových čerpadel je schopnost generovat vysoké výstupní tlaky čerpané látky (kapaliny, plynu i hustých a pastovitých materiálů) a dosahovat vynikajících sacích schopností. Jsou tedy ideální pro čerpání i velmi obtížně čerpatelných látek, včetně abrazivních, chemicky toxických či korozivních látek. [12]

5. Návrh změny dopravního systému

Při návrhu případných změn dopravního systému je nutné dodržet vstupní a výstupní parametry čerpaných tekutin. Tlak na vstupu čerpadla se pohybuje od 0,2 do 0,5 MPa, výstupní potřebný tlak čerpadla při běhu recyklu a vstřikování je maximálně 17 MPa (± 2 MPa). Kinematická viskozita čerpaného materiálu při teplotě 42°C nabývá hodnoty 500 mm² · s⁻¹. Vzhledem k chemickým vlastnostem obou hlavních komponent polyuretanu jsem se rozhodl všechny testy provést s materiálem polyol, u kterého nedochází ke krystalizaci při styku se vzdušnou vlhkostí. Další chemické a fyzikální parametry materiálu polyol jsou uvedeny v kapitole 4.1.

Změna dopravního systému se v našem případě bude týkat pouze vysokotlakého řadového pístového čerpadla Bosch ZW 160, které je v celém systému nejslabším článkem. Cena těchto čerpadel je dnes 427 000 Kč bez DPH, počet provozních hodin více než 40 000 a také nerentabilita oprav těchto čerpadel byly hlavními důvody změny. V naší firmě používáme několik druhů čerpadel, například zubová čerpadla u hydraulických agregátů, šroubová čerpadla pro cirkulaci materiálů (polyol, izokyanát, barevná pasta) a také několik lamelových čerpadel pro rozvod separátu k separovacím pistolím. Po prostudování parametrů jednotlivých druhů čerpadel a také s přihlédnutím k cenové dostupnosti, jsem se rozhodl pro první zkoušky použít čerpadlo zubové, viz obr. 20.

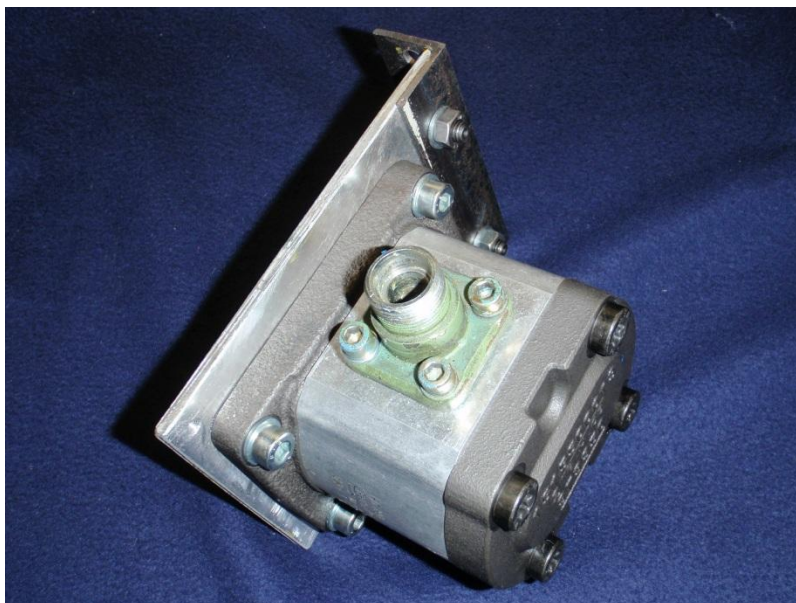


Obrázek 20 – Zubová čerpadla [13]

6. Výběr hydraulických prvků

6.1 Popis vybraného čerpadla

Na první zkoušky bylo vybráno zubové čerpadlo s vnějším ozubením od firmy Bosch Rexroth, které používáme na hydraulických agregátech a udržujeme je na skladě. Jedná se o čerpadlo s geometrickým objemem 11 cm^3 , pro otáčky 700 až $4\,000 \text{ min}^{-1}$, viz obr. 21. Detailnější popis zubových čerpadel, viz kapitola 4.1.1. Zubové čerpadlo s držákem určeným k přidělení na základovou desku zkušební stolice je znázorněno na obr. 21.



Obrázek 21 – Zubové čerpadlo Bosch Rexroth

6.2 Technické provedení a montáž vybraného čerpadla

Vybrané zubové čerpadlo bylo poháněno asynchronním motorem o jmenovitých otáčkách 940 min^{-1} , při frekvenci elektrické sítě 50 Hz a výkonu 2,2 kW. Řízení otáček bylo zajištěno pomocí frekvenčního měniče. Čerpadlo samo nasávalo materiál (polyol) ze 40 litrové nádrže umístěné pod upevňovací deskou čerpadla s motorem a přes škrticí ventil proudil materiál zpět do nádrže. Mezi škrticím ventilem a čerpadlem byl umístěn tlakoměr pro sledování nastaveného výstupního tlaku. Čerpadlo bylo v provozu na této stolici přes 200 hodin v tříhodinových intervalech. Tyto intervaly byly voleny s ohledem na rostoucí teplotu cirkulujícího materiálu, způsobenou zejména škrčením materiálu na výstupu čerpadla. Výstupní tlak byl nastaven na 8 MPa. Při nastavení vyššího tlaku docházelo již ke snižování otáček asynchronního motoru a jeho velkému přetěžování. Výběr použitého asynchronního motoru byl limitován frekvenčním měničem Tecu, určeným pro maximální výkon motoru

2,5 kW. Asynchronní motor, čerpadlo i frekvenční měnič byly použity ze skladu náhradních dílů a pro moji laboratorní zkoušku byly plně dostačující. Na začátku a konci zkušebního provozu bylo provedeno měření hmotnosti materiálu na výstupu z čerpadla, v závislosti na měnících se otáčkách čerpadla a výstupním tlaku, viz tabulky 2 a 3, které zobrazují průměrné hodnoty ze tří měření.

<i>vstupní tlak</i> $p_1[\text{MPa}]$	<i>výstupní tlak</i> $p_2[\text{MPa}]$	<i>frekvence</i> <i>motoru</i> $f[\text{Hz}]$	<i>objemový průtok</i> $Q[\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	<i>hmotnostní průtok</i> $m[\text{g} \cdot \text{min}^{-1}]$
0	0	50	9 089	9 180
0	8	50	8 979	9 069
0	0	40	7 318	7 391
0	8	40	7 165	7 237
0	0	30	5 436	5 490
0	6	30	5 176	5 228

Tabulka 2 – Naměřené hodnoty zubového čerpadla na začátku provozu

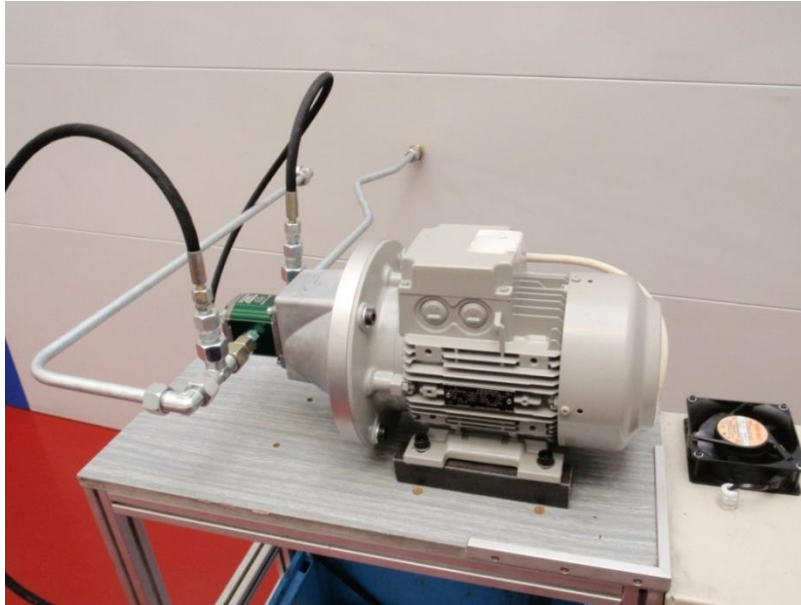
<i>vstupní tlak</i> $p_1[\text{MPa}]$	<i>výstupní tlak</i> $p_2[\text{MPa}]$	<i>frekvence</i> <i>motoru</i> $f[\text{Hz}]$	<i>objemový průtok</i> $Q[\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	<i>hmotnostní průtok</i> $m[\text{g} \cdot \text{min}^{-1}]$
0	0	50	9 073	9 164
0	8	50	8 986	9 076
0	0	40	7 264	7 337
0	8	40	7 209	7 281
0	0	30	5 422	5 476
0	6	30	5 150	5 201

Tabulka 3 – Naměřené hodnoty zubového čerpadla po 200 hodinách provozu

Z naměřených hodnot vyplývá, že při nastavené frekvenci 30 Hz se již dostáváme do požadované provozní oblasti objemového průtoku (polyol 5 160 až 5 290 $\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$).

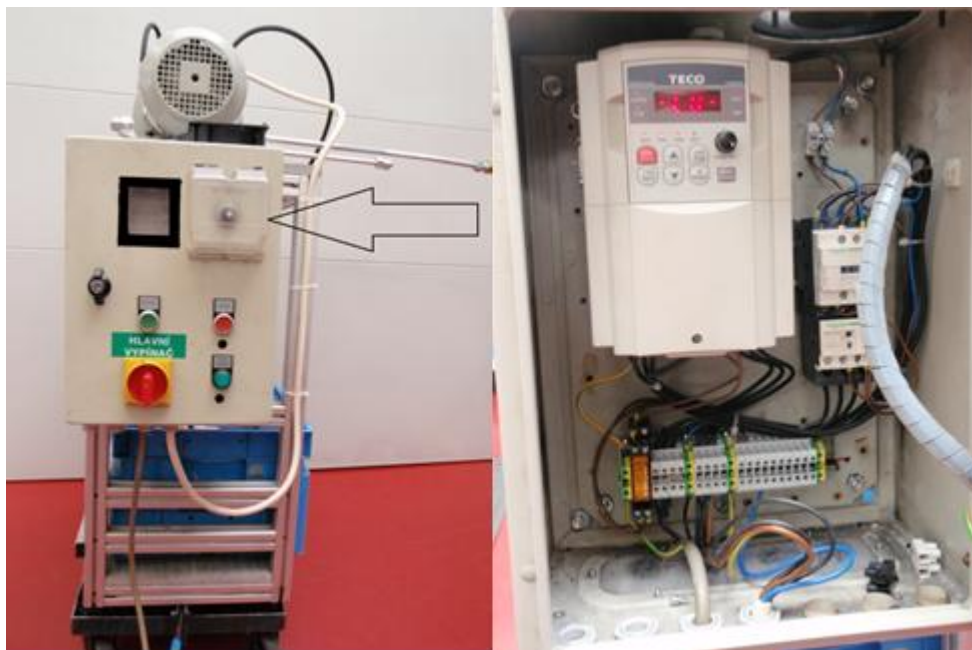
Pro zkušební provoz na výrobní lince byla předchozí sestava čerpadla, frekvenčního měniče a asynchronního motoru nevyhovující z hlediska nedosažitelnosti potřebného výstupního tlaku, který se pohybuje v rozmezí 16 až 18 MPa a také nemožnosti dalšího snižování otáček asynchronního motoru. Při poklesu otáček motoru dochází i ke snížení účinnosti jeho chlazení. Z těchto důvodů byl zakoupen nový třífázový asynchronní motor

o výkonu 3 kW a jmenovitých otáčkách $1\,420\text{ min}^{-1}$ včetně přírby pro uchycení zubového čerpadla, dále frekvenční měnič TECO 7300 CV pro maximální výkon motoru 3,7 kW a nakonec vybráno zubové čerpadlo s vnějším ozubením XV 1P GIRO Vivoil italské výroby o geometrickém objemu $4,9\text{ cm}^3$. Všechny tyto komponenty byly postaveny na základně původní stolice, viz obr. 22.



Obrázek 22 – Zkušební stolice se zubovým čerpadlem XV 1P GIRO

Frekvenční měnič byl umístěn do rozvaděče a řízení otáček bylo provedeno zakoupeným externím potenciometrem umístěným na předních dveřích rozvaděče, viz obr. 23.



Obrázek 23 – Frekvenční měnič s externím řízením pomocí potenciometru

7. Ověření funkčnosti návrhu opatření

7.1 Ověření funkčnosti prvního návrhu

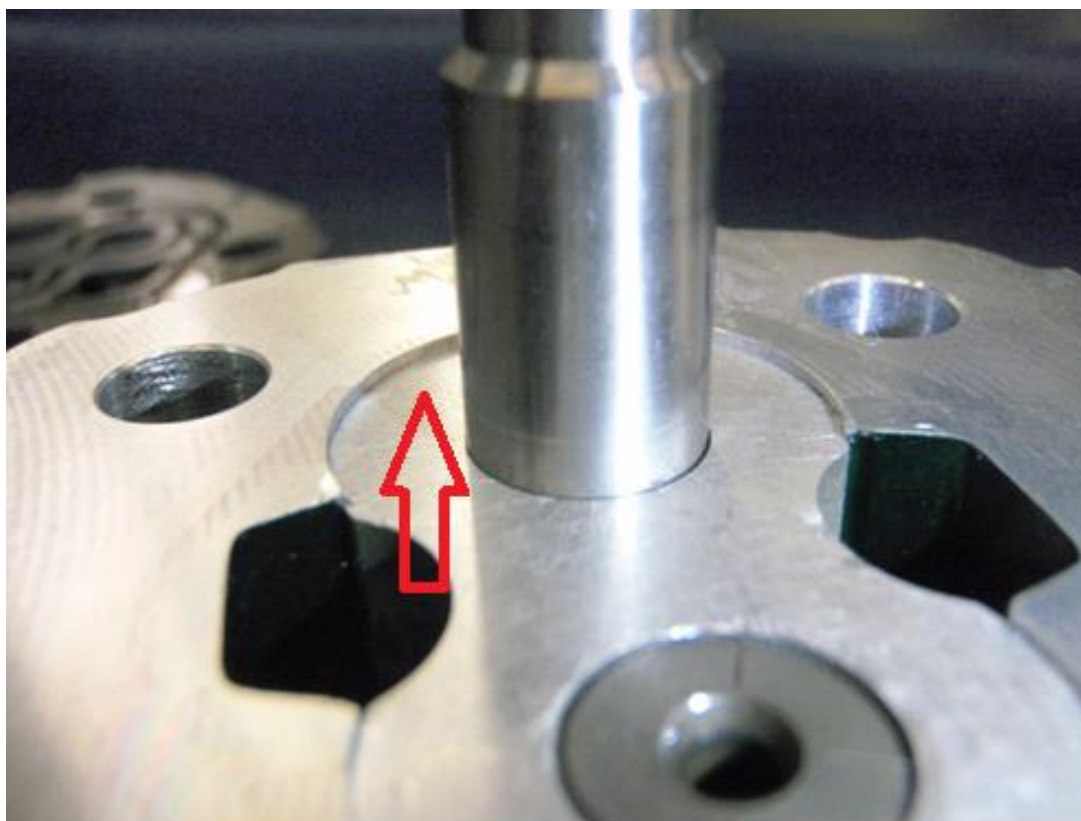
Takto připravené zařízení bylo po svolení výrobního manažera připojeno na stávající technologii, místo pístového řadového čerpadla Bosch ZW pro materiál polyol. Pro připojení této stolice muselo být upraveno jedno čerpadlo Bosch ZW, abychom propojili motor i s čerpadlem pro dopravu barvy umístěným úplně nalevo obrázku 24, kde je patrné, že jeden motor pohání současně všechna tři čerpadla, zleva barevná pasta, polyol a izokyanát. Úprava čerpadla spočívala v umístění pouze vačkové hřídele s ložisky do skříně čerpadla, čímž došlo k prodloužení hřídele motoru, bez nutnosti hýbat s pevným připojením čerpadla pro dopravu barvy. Po připojení zubového čerpadla, jehož motor byl spínán jednou fází, vyvedenou z původního motoru přes kontakty relé bylo nutno nastavit požadovaný průtok polyolu na hodnotu od 5 160 až 5 290 cm³.min⁻¹, při tlaku malého recyklu 17 MPa. Této hodnoty bylo dosaženo při nastavené frekvenci 39 Hz, která odpovídá otáčkám motoru cca 1 100 min⁻¹. Materiál byl přiveden na vstup čerpadla přes lamelový filtr, při vstupním přetlaku 0,2 až 0,3 MPa. Po vypěnění cca 10 volantů a uvolnění produkce byl spuštěn běžný provoz na lince. Vše probíhalo v tolerancích požadovaných parametrů, ale po 4 hodinách provozu došlo k výraznému poklesu tlaku a zastavení linky. Provedla se zpětná montáž původního řadového pístového čerpadla a linka byla opět uvedena do provozu. Původní technologie je znázorněna na obrázku 24, kde zleva jsou čerpadla na barvu, polyol a izokyanát.



Obrázek 24 – Původní technologie s řadovými pístovými čerpadly Bosch

7.2 Zhodnocení prvního návrhu opatření

Po demontáži zubového čerpadla bylo zjištěno značné opotřebení přítlačného víka vyrobeného ze slitiny hliníku. Opotřebení bylo způsobeno třením ocelových ozubených kol o přítlačná víka. Při čerpání hydraulického oleje se vytvoří mezi ozubenými koly a přítlačnými víky dostatečně pevná vrstva mazacího oleje, která odděluje obě třecí plochy. Při použití polyolu je situace složitější. Opotřebení víka bylo velmi výrazné o 1,2 mm, viz obr. 25. Při snížení výšky přítlačného víka došlo k poškození bočního těsnění v drážce ve víku čerpadla, což způsobilo propojení strany sání s výtlakem čerpadla. Zubová čerpadla pro vyšší tlaky nad 5 MPa jsou vybavena axiálním vyvážením, kdy jsou ze strany ozubených kol přiložena plovoucí víka přitlačovaná tlakovým olejem. Na obrázku kompletně rozebraného zubového čerpadla je vidět poškozené těsnění (červená šipka), viz obr. 26.



Obrázek 25 – Opotřebení přítlačného víka zubového čerpadla



Obrázek 26 – Rozebrané zubové čerpadlo Vivalo XV 1P GIRO

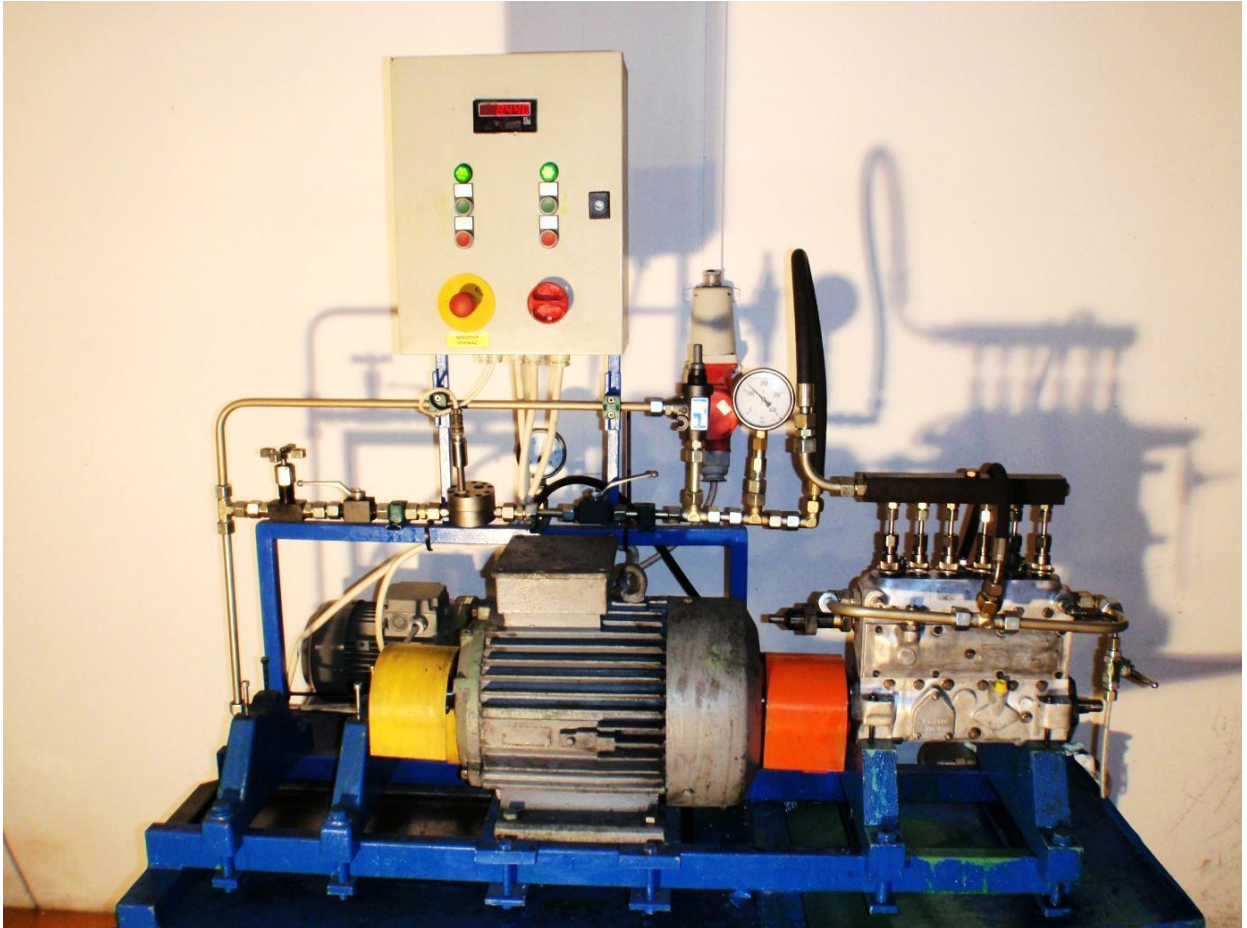
Použité čerpadlo Vivalo XV 1P GIRO bylo velice výhodné z hlediska pořizovací ceny cca 4 000 Kč bez DPH, rovněž i požadované parametry čerpadla byly vyhovující:

- geometrický objem $V_g = 4,94 \text{ cm}^3$,
- maximální tlak nominální $P_1 = 25 \text{ MPa}$,
- maximální tlak špičkový $P_2 = 30 \text{ MPa}$. [14]

Kvalita provozu až do zmíněné poruchy byla plně srovnatelná s řadovými pístovými čerpadly, ale bylo by třeba vyřešit problém s opotřebením přítlačných vík axiálního vyvážení, například výrobou z mnohem odolnějšího materiálu.

7.3 Sestrojení zkušební stolice

Pro další zkoušení nových řešení byla sestavena zcela nová zkušební stolice, která byla upravena i pro zkoušení opravených řadových pístových čerpadel. Tímto opatřením jsme předešli dalším případným odstávkám ve výrobním procesu. Nová zkušební stolice je již opatřena průtokoměrem, takže odpadne časově velmi náročné zjišťování průtoku čerpadla s vážením přečerpaného materiálu za určitý časový interval na digitální váze. Nová zkušební stolice při zkoušení opraveného řadového pístového čerpadla Bosch ZW 160, viz obr. 27.



Obrázek 27 – Zkušební stolice při zkoušení opraveného pístového čerpadla Bosch ZW 160

Výstupní průtok je snímán zubovým průtokoměrem a zobrazován na displeji řídicího panelu. Celý tlakový obvod je jištěn pojistným tlakovým ventilem s nastaveným tlakem 25 MPa. Při tomto tlaku dojde k otevření tohoto ventilu a přepouštění materiálu zpět do nádrže, viz horní větev vedení na obr. 27. Vstupní plnicí tlak 0,2 až 0,8 MPa, nutný pro zkoušení řadových pístových čerpadel je zajišťován hydraulickým zubovým čerpadlem o geometrickém objemu 11 cm³, poháněným asynchronním motorem o výkonu 3 kW a jmenovitých otáčkách 1 440 min⁻¹. Vstupní tlak zkoušených čerpadel je udržován škrticím ventilem umístěným na zpětném vedení do nádrže. Pracovní tlak zkoušených čerpadel bude regulován škrticím ventilem umístěným za průtokoměrem. Pohon zkoušených čerpadel je zajištěn pomocí třífázového asynchronního motoru o výkonu 5,5 kW s otáčkami 950 min⁻¹.

7.4 Ověření funkčnosti druhého návrhu

Vzhledem k prvnímu neúspěchu se zubovým čerpadlem italského výrobce Vivoil jsem se rozhodl použít čerpadlo podstatně kvalitnější a hlavně vhodnější s ohledem na vlastnosti našeho čerpaného materiálu, jako jsou například nízká viskozita a velmi nízké procento mazacích složek v materiálu polyol. Po dlouhém hledání jsem narazil na německého renomovaného výrobce hydraulických komponentů firmu Bucher hydraulics, která byla založena již v roce 1918. [15]

Z jejího širokého sortimentu jsem se zaměřil na vysokotlaká nízkoviskózní čerpadla řady QXV.

QXV je řada zubových čerpadel s vnitřním ozubením pro čerpání kapalin s nízkou viskozitou a minimálním množstvím mazacích složek. S těmito čerpadly je možné dosáhnout tlaku až 30 MPa při viskozitě téměř $1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. S velkým úspěchem se dnes řada QXV používá pro čerpání kerosinu, benzínu, petroleje, brzdové kapaliny, Pentosinu nebo HFA kapalin při viskozitě téměř $1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. [15]

Mezi výhody těchto čerpadel patří:

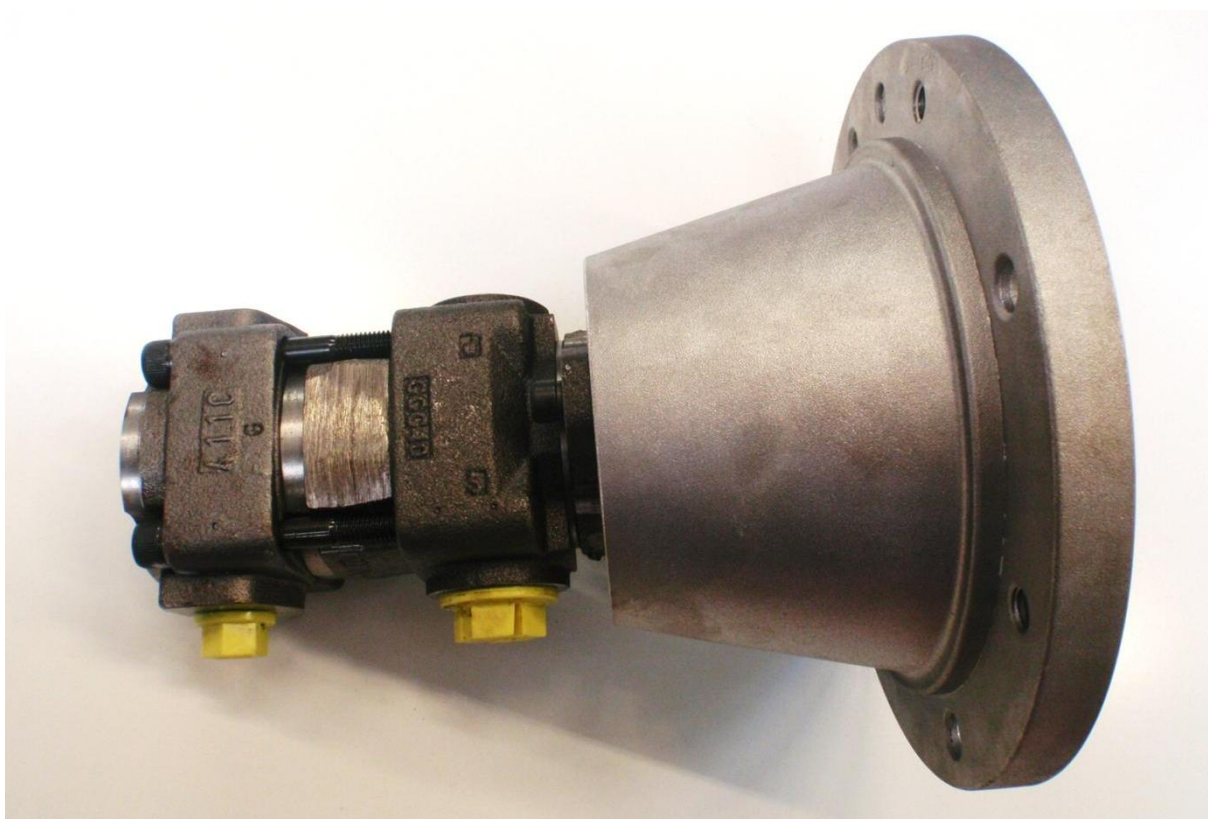
- nízká úroveň vyzařovaného hluku,
- maximální tlak dosažitelný při viskozitě blíží se $1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$,
- nízké míra opotřebení,
- dlouhá životnost,
- nízká kavitace vhodná pro nouzový provoz.

S ohledem na výše zmíněné výhody čerpadel řady QXV, našla tato čerpadla uplatnění zejména v letectví pro testování palivových regulátorů dopravních letadel, ve zkušebním zařízení pro vstřikovací trysky, ve válcových stolicích, pro mazání přesných ložisek včetně atd. [15]



Obrázek 28 – Zubové čerpadlo Bucher řady QXV [15]

Po prostudování mnoha různých zdrojů informací jsem se rozhodl čerpadlo řady QXV objednat včetně nové příruby a spojky, viz obr. 29. Cena nového čerpadla byla 66 000 Kč, příruba se spojkou 4 800 Kč bez DPH. Investice byla značně vyšší než se původně plánovala, ale spolu s tím i kvalita. Asynchronní motor o výkonu 3 kW a frekvenční měnič zůstali stejné jako u prvního testu italského zubového čerpadla Vivolo XV 1P GIRO.

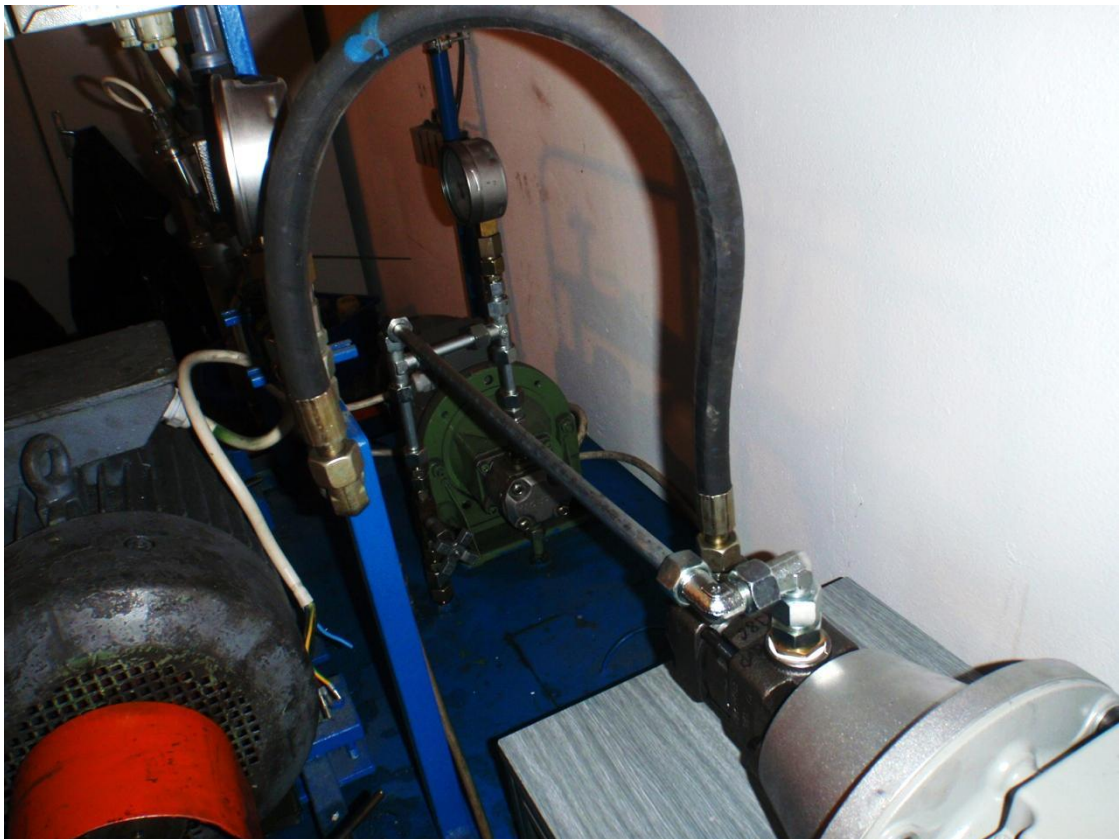


Obrázek 29 – Zubové čerpadlo Bucher řady QXV 25 včetně příruby

Pro první test jsem se rozhodl připojit zubové čerpadlo Bucher na připravenou stolicí a zjistit základní parametry čerpadla, viz obr. 30 a 31. Čerpadlo bylo spojeno s motorem pomocí spojky s přírubou a otáčky řízeny změnou frekvence asynchronního motoru. Zubové čerpadlo o geometrickém objemu 5 cm^3 , bylo postupně testováno při otáčkách od 710 do 1704 min^{-1} , což odpovídá frekvenčnímu rozsahu 25 až 60 Hz. Objemový průtok se pohyboval podle digitálního ukazatele mezi $3\,750$ až $10\,620 \text{ cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, při vstupním přetlaku $0,4 \text{ MPa}$. Vstupní přetlak byl zajišťován zubovým hydraulickým čerpadlem od firmy Bosch Rexroth o geometrickém objemu 11 cm^3 . Vzhledem k této skutečnosti a obavám ze zničení tohoto čerpadla při čerpání materiálu polyol, i když čerpadlo pracovalo s velmi nízkým tlakem, jsem se rozhodl po cca 10 hodinách zkoušek přejít rovnou na ostrý test na výrobní lince, která byla v této době shodou okolností odstavena z provozu.

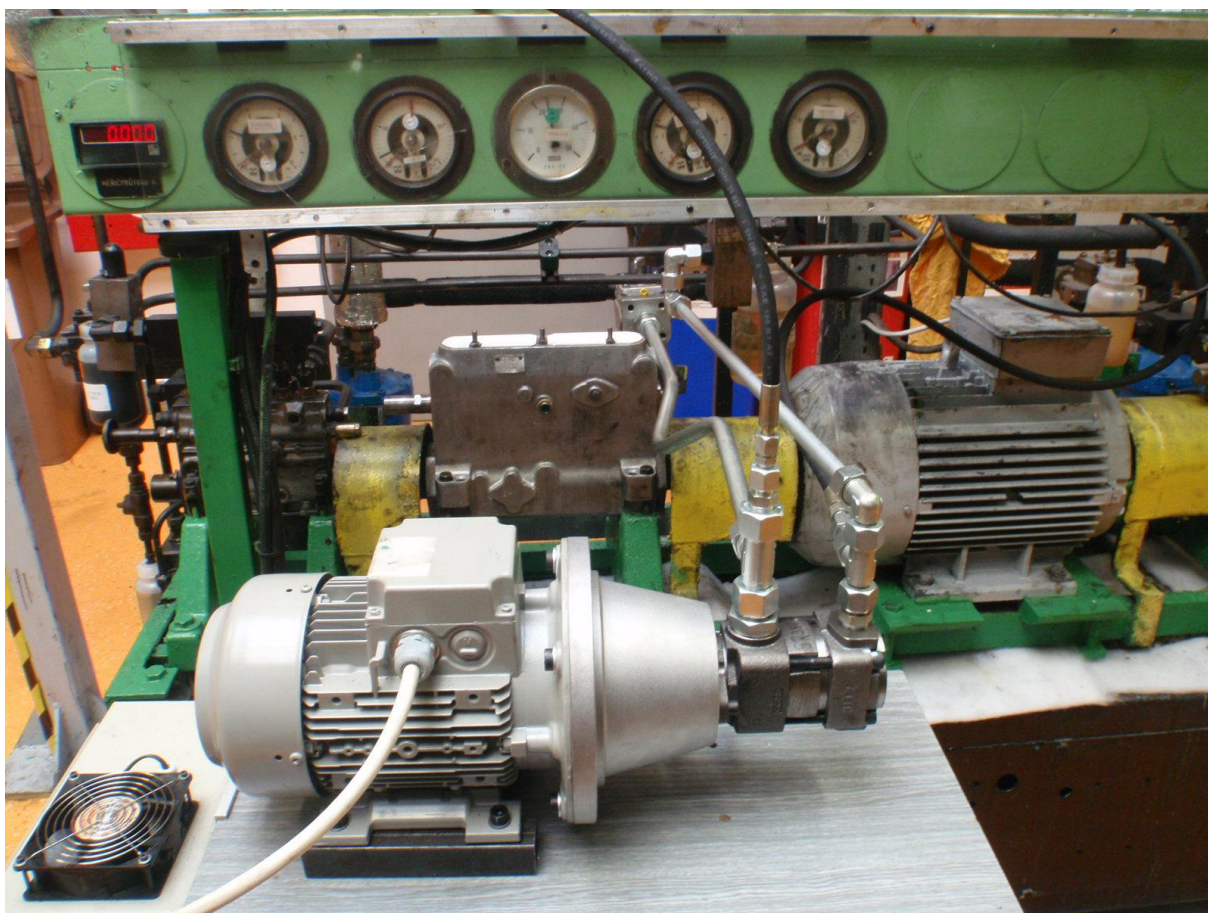


Obrázek 30 – Zubové čerpadlo Bucher QXV 25 připojené na zkušební stolicí



Obrázek 31 – Zubové čerpadlo Bucher QXV 25 připojené na zkušební stolicí

Na obrázku 24 je zachycena původní technologie s řadovými pístovými čerpadly Bosch ZW. Čerpadlo pro materiál polyol muselo být odpojeno z provozu (čerpadlo druhé zleva na obr. 24) a místo něj vsazeno speciálně upravené čerpadlo, které bylo osazeno pouze vačkovou hřídelí s ložisky a zalito olejem. Tímto bylo dosaženo propojení motoru s čerpadlem pro barevnou pastu (vlevo na obr. 32), abychom nemuseli pracně předělávat svařovaná potrubí. Celé zapojení viz obr. 32.



Obrázek 32 – Zubové čerpadlo Bucher QXV 25 připojené na stávající technologii

Přívodní potrubí k zubovému čerpadlu Bucher je řešeno ocelovým potrubím o jmenovité světlosti 16 mm, na vstupní větvi je umístěn lamelový filtr viz obr. 33 (modrá šipka). Vstupní přetlak je při vypnutém čerpadle 0,24 MPa a při provozu zubového čerpadla 0,18 MPa. Vstupní přetlak je zajišťován šroubovými čerpadly od společnosti Allweiler a jeho hodnota je hlídána kontaktním tlakoměrem, kde lze nastavit minimální přetlak. Při poklesu tlaku pod tuto nastavenou hodnotu dojde k vypnutí chodu čerpadel a tím k zabránění jejich zničení. Výstupní potrubí o jmenovité světlosti 12 mm je připojeno k pojistnému tlakovému ventilu viz obr. 33 (červená šipka), který se při tlaku vyšším než 25 MPa otevře a začne přepouštět materiál do záchytné plastové nádoby. Výstupní tlak je hlídán také kontaktním

tlakoměrem nastaveným na maximální tlak 23 MPa, který při překročení této nastavené hodnoty odstaví hnací motor čerpadel z činnosti. Tímto jsem vyřešil mechanické propojení nového zubového čerpadla Bucher se stávající technologií.



Obrázek 33 – Lamelový filtr a pojistný ventil

Asynchronní motor pohánějící zubové čerpadlo je připojen a řízen frekvenčním měničem. Napájení frekvenčního měniče je trvalé ze zásuvky 3x400 V. Frekvenční měnič spínáme vyvedením jedné fáze z původního asynchronního motoru, který pohání zbývající dvě čerpadla pro materiály izokyanát a barevnou pastu. Tímto docílíme spouštění obou motorů ve stejný okamžik.

Po kontrole dotažení všech spojů na potrubí, jsem nastavil na frekvenčním měniči frekvenci 25 Hz, která odpovídá otáčkám 710 min^{-1} . Předpokládaný průtok při této frekvenci měl být cca $3\,750 \text{ cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Z tohoto důvodu jsem škrticí ventil na výstupu z čerpadla nechal nastavený v původní poloze, kdy přes něj tekla průtok $5\,270 \text{ cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, vytvořený pístovým čerpadlem Bosch ZW 160 a očekával nižší tlak na výstupu čerpadla. Po spuštění došlo během

2 sec. k překročení maximálního tlaku a odstavení technologie kontaktním tlakoměrem z provozu. Tlak vždy přesáhl maximální hodnotu tlaku nastavenou na kontaktním tlakoměru 23 MPa, přičemž vlivem setrvačnosti a zpoždění odstavení technologie dosáhl hodnoty až 27 MPa. Po chvíli byla zjištěna příčina. Všechny výstupy z čerpadel jsou napojeny na řídicí ventily, kterým říkáme multiplikátory. Jejich funkcí, která neodpovídá jejich názvu, je otevřít nebo zavřít přívod materiálu od čerpadel ke směšovací hlavě. Tyto ventily jsou řízeny elektromagnetickým rozváděčem, který je ovládaný výstupem z jednotky Simatic. Simatic je programovatelný automat od společnosti Siemens, sloužící pro ovládání technologie vypěňování. Po spuštění čerpadel dojde k otevření multiplikátorů a puštění materiálů ke směšovacím hlavám až po 3 sec. Tento čas byl velmi dlouhý vzhledem k rychlosti náběhu výstupního tlaku u zubového čerpadla. Jelikož lze tuto nastavenou hodnotu měnit pouze zásahem do ovládacího programu jednotky Simatic, hledal jsem jednodušší způsob, jak tento čas snížit. Po prostudování manuálu k frekvenčnímu měniči jsem zjistil, že si mohu vybrat z několika druhů rozběhů a dokonce jsem mohl nastavit i různá zpoždění. Po přenastavení frekvenčního měniče, kdy jsem nastavil zpoždění rozběhu na 2 sec., se čerpadla bez problémů rozběhla.

První měření průtoku zubového čerpadla bylo provedeno při nulovém výstupním tlaku, kdy jsme odpouštěli materiál do plastové nádoby, viz obr. 34, a po jedné minutě odečetli hodnotu hmotnostního průtoku na digitální váze, viz obr. 35.



Obrázek 34 – Měření hmotnostního průtoku zubového čerpadla Bucher QXV 25



Obrázek 35 – Měření hmotnostního průtoku čerpadla Bucher QXV 25 na digitální váze

Měření bylo postupně prováděno pro různé frekvence od 25 Hz do 60 Hz, kdy se otáčky zubového čerpadla měnily od 710 do 1 704 min^{-1} . Tabulka 4 zobrazuje průměrné hodnoty ze tří měření. Objemový průtok je spočítán pro hustotu polyolu 1,01 $\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$, při teplotě materiálu 30°C.

<i>vstupní tlak</i> $p_1[\text{MPa}]$	<i>výstupní tlak</i> $p_2[\text{MPa}]$	<i>frekvence</i> <i>motoru</i> $f[\text{Hz}]$	<i>objemový průtok</i> $Q[\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	<i>hmotnostní průtok</i> $m[\text{g} \cdot \text{min}^{-1}]$
1,8	0	25	3 880	3 920
1,8	0	30	4 730	4 780
1,8	0	35	5 410	5 460
1,8	0	40	6 120	6 180
1,8	0	45	6 810	6 880
1,8	0	50	7 640	7 720
1,8	0	55	8 420	8 500
1,8	0	60	9 070	9 160

Tabulka 4 – Naměřené hodnoty nezatíženého zubového čerpadla Bucher QXV 25

Z tabulky 4 je patrné, že potřebného hmotnostního průtoku 5 160 až 5 290 g . min⁻¹, bude dosaženo při frekvenci cca 33 Hz. Pro zjištění přesné hodnoty je nutné provést měření při nastavení přesných provozních parametrů. Bylo tedy nutné zapojit výstupní vedení z čerpadla zpět k pojišťovacímu ventilu a provést měření hmotnostního průtoku při nastaveném výstupním tlaku 17 MPa přes trojcestný ventil používaný při litrování čerpadel standardní technologie viz tabulka 5 (průměrné hodnoty ze tří měření).

<i>vstupní tlak</i> p_1 [MPa]	<i>výstupní tlak</i> p_2 [MPa]	<i>frekvence</i> <i>motoru</i> f [Hz]	<i>objemový průtok</i> Q [cm ³ .min ⁻¹]	<i>hmotnostní průtok</i> m [g.min ⁻¹]
1,8	1,7	25	3 760	3 800
1,8	1,7	28	4 210	4 250
1,8	1,7	30	4 550	4 600
1,8	1,7	32	4 860	4 910
1,8	1,7	34	5 110	5 160
1,8	1,7	35	5 220	5 270
1,8	1,7	36	5 400	5 450
1,8	1,7	37	5 540	5 600
1,8	1,7	38	5 670	5 730
1,8	1,7	39	5 810	5 870
1,8	1,7	40	5 930	5 990
1,8	1,7	41	6 200	6 260
1,8	1,7	45	6 720	6 790
1,8	1,7	50	7 340	7 410
1,8	1,7	55	8 060	8 140
1,8	1,7	60	8 750	8 840

Tabulka 5 – Naměřené hodnoty zatíženého zubového čerpadla Bucher QXV 25

Z naměřených výsledků je patrné, že námi požadovaného průtoku je dosaženo při frekvenci 34 až 35 Hz a otáčkách asynchronního motoru 966 až 994 min⁻¹.

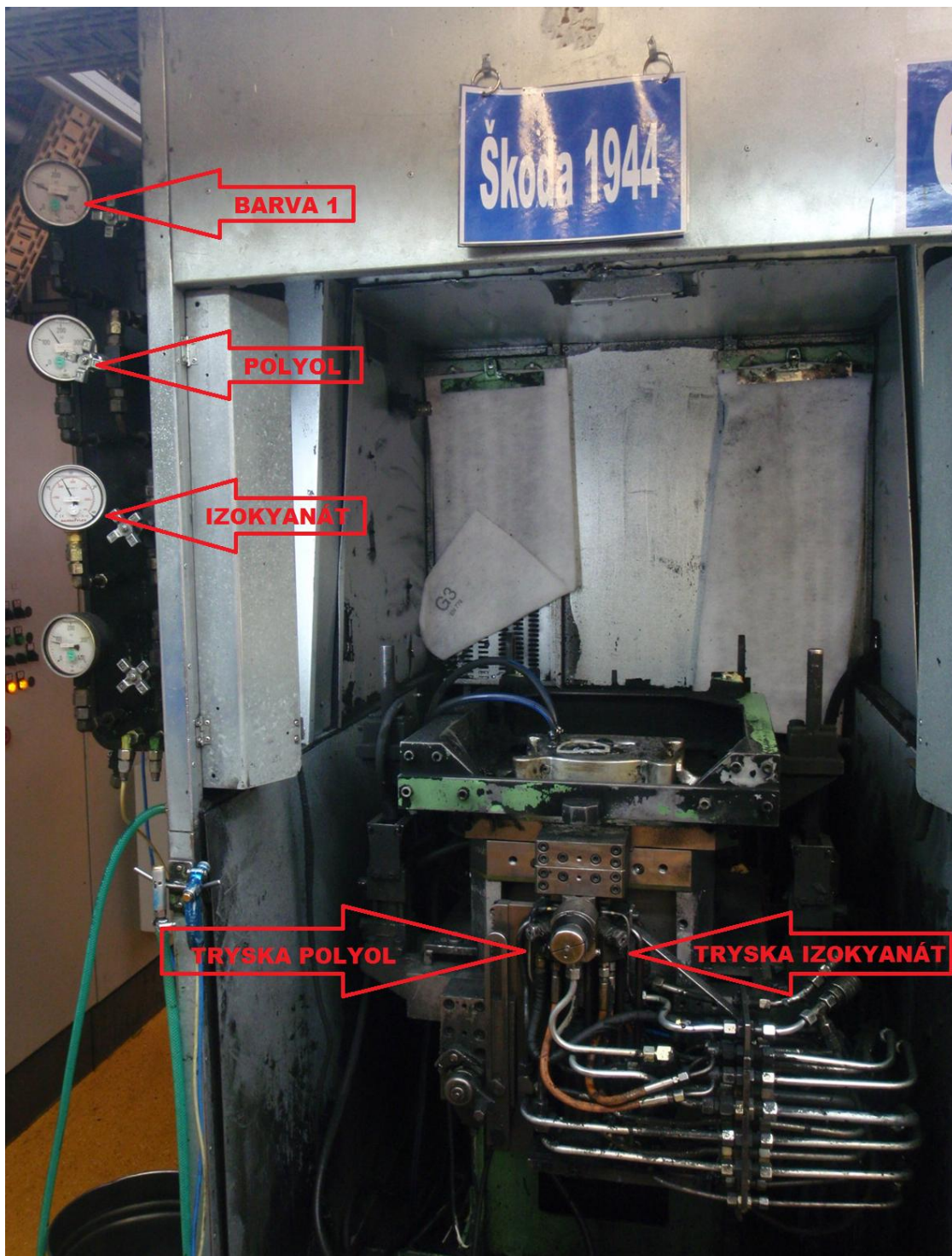
Po všech těchto testech byla nastavena frekvence asynchronního motoru na 34,91 Hz, viz obr. 36 a provedeno změřeni hmotnostního průtoku, jehož hodnota byla 5 240 g . min⁻¹.

Nic již nebránilo zkoušce vypěnit volant. Na stojanu č. 6 byla nasazena forma pro volant Škoda 1944, viz obr. 37, která přišla na zkoušky nového dezénu. Pro tyto zkoušky bylo

požadováno vypěnit cca 40 volantů. Po vypěnění a uvolnění prvního volantu bylo následně nalisováno potřebné množství bez jakýchkoliv problémů. Po 4 hodinách nepřetržitého provozu čerpadla, kdy jsem nechal puštěný velký recykl, nedošlo ke snížení průtoku čerpadla a teplota měřena na čerpadle kontaktním digitálním teploměrem byla ustálena na 60°C. Puštění velkého recyklu znamená nepřetržitý chod všech tří čerpadel při nastaveném výstupním tlaku 10 MPa, pouze při uzavření naseparované a nalakované formy dojde k přepnutí na malý recykl, nutný pro vypěnění volantu. Doba trvání malého recyklu je cca 10 sec., během kterých dojde k sepnutí všech tří čerpadel při nastavených výstupních tlacích polyol, izokyanát 1,6 až 1,7 MPa a barevná pasta 10 MPa. Nastavené výstupní tlaky jsou zachyceny tlakoměry na obr. 37, shora barevná pasta, polyol a izokyanát. Spodní tlakoměr slouží pro barvu 2 a je využíván pouze při výrobě barevných variant sériových volantů. Po cca 10 sec. provozu malého recyklu dojde k otevření trysek a materiál proudí do směšovací hlavy cca 4,1 až 5,2 sec. (dle typu volantu). Této době se říká doba nástřiku. Princip a funkce směšovací hlavy MQU je schematicky znázorněn na obrázku č. 6.



Obrázek 36 – Nastavování jednotlivých frekvencí při měření hmotnostního průtoku čerpadla



Obrázek 37 – Vypěňovací stojan s formou 1944 a směšovací hlavou MQU

Během 14 dní testování zubového čerpadla Bucher dosáhla doba provozu hodnoty přes 100 provozních hodin a bylo vypěněno 1 750 až 1 800 dobrých volantů. Po této zkušební době byla naměřena hodnota hmotnostního průtoku $5\,250\text{ g} \cdot \text{min}^{-1}$, která odpovídá původní hodnotě. Teplota čerpadla se během celého testu pohybovala kolem 60°C . Během testu jsme rovněž sledovali hodnotu objemového průtoku na displeji zubového průtokoměru, viz obr. 32.

8. Diskuze

8.1 Zhodnocení prvního testování

Pro první test jsem si vybral zubové čerpadlo s vnějším ozubením od italského výrobce společnosti Vivoil. Jednalo se o hydraulické čerpadlo s geometrickým objemem $4,94 \text{ cm}^3$. Cena čerpadla byla velice příznivá, cca 4 000 Kč bez DPH, ale po čtyřech hodinách ostrého provozu na výrobní lince, bohužel došlo k výraznému opotřebení přítlačných vík axiálního vyvážení čerpadla a následnému poškození těsnění oddělujícího prostor výtlačku od sání, čímž došlo k neočekávanému odstavení výrobní linky z provozu a ukončení testu.

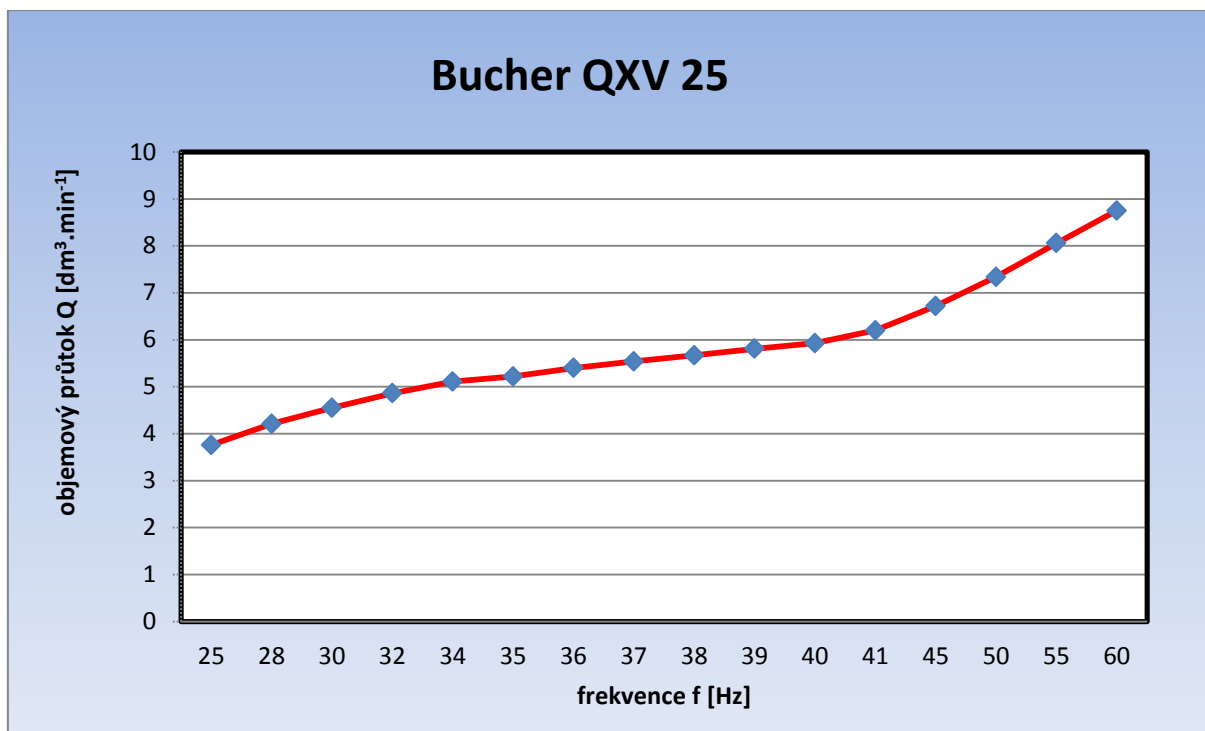
S přihlédnutím k této situaci, kdy došlo k odstavení celé výrobní linky, jsem byl nucen postavit vlastní zkušební stolicí, viz obr. 27, a tím předejít případným dalším odstávkám výrobní technologie.

8.2 Zhodnocení druhého testování

U druhého testu jsem se při výběru vhodného čerpadla zaměřil spíše na kvalitu než na cenu. Použil jsem zubové čerpadlo Bucher QXV 25 s vnitřním ozubením pro čerpání kapalin s nízkou viskozitou a vysokou odolností proti abrazi a kavitaci. Vnitřní části těchto čerpadel jsou z nerezové oceli. S těmito čerpadly je možné dosáhnout tlaku až 30 MPa při viskozitě téměř $1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Cena tohoto čerpadla včetně příruby a nové spojky pro připojení k asynchronnímu motoru použitého také u první zkoušky byla cca 80 000 Kč bez DPH.

Nejdříve bylo čerpadlo odzkoušeno na zkušební stolicí a provedena první měření závislosti objemového průtoku na otáčkách. Po 10 hodinách testování jsem se rozhodl pro ostrý test na výrobní lince, která byla v tuto dobu shodou okolností odstavena z provozu. Nejprve jsme změřili hmotnostní průtok při nastaveném nulovém výstupním tlaku čerpadla, vážením odpouštěného materiálu na digitální váze. Pak následovalo měření při nastaveném výstupním tlaku 17 MPa, což je hodnota odpovídající procesu vypěňování. Materiál byl odpouštěn do plastové nádoby přes trojcestný ventil a vážen na digitální váze. Frekvenci asynchronního motoru jsme měnili od 25 do 60 Hz, kdy se otáčky čerpadla pohybovaly v rozmezí od 710 do $1\,704 \text{ min}^{-1}$. Závislost objemového průtoku na frekvenci je znázorněna v grafu 2.

Z grafického vyjádření naměřených průměrných hodnot ze tří měření vyplývá, že růst objemového průtoku je téměř lineární, od hodnoty frekvence 40 Hz odpovídající otáčkám čerpadla $1\,136 \text{ min}^{-1}$, začíná být nárůst objemového průtoku čerpadla více progresivní. Tento stav může být způsoben zvýšením objemové účinnosti čerpadla při vyšších otáčkách.



Graf 2 – Závislost objemového průtoku čerpadla na frekvenci asynchronního motoru

Následovalo vypěňování volantů Škoda 1944 určených ke schválení nového dezénu formy. Po 100 hodinách provozu a nalisování cca 1800 ks volantů jsme opět změřili objemový průtok čerpadla. Změřená hodnota odpovídala hodnotě nastavené na začátku testu. Během testu nedošlo k výraznému opotřebení funkčních skupin čerpadla, které by se projevilo na snížení účinnosti spojeného s poklesem objemového průtoku. Tímto zkoušku považují za vyhovující.

8.3 Ekonomické zhodnocení navrženého řešení

Z ekonomického hlediska je nahrazení původních řadových pístových čerpadel velmi výhodné, neboť cena nahrazení jednoho čerpadla se pohybuje kolem 100 000 Kč bez DPH včetně frekvenčního měniče, motoru a přípojného potrubí. Oprava jednoho čerpadla Bosch ZW 160 dosahuje částky kolem 200 000 Kč, cena jednoho tlakového pístu 13 020 Kč, rovnotlakého výtlačného ventilu 6 090 Kč, pružiny 1 920 Kč, vačkové hřídele 71 000 Kč atd. Cena nového čerpadla Bosch ZW 160 je 427 000 Kč bez DPH. Tímto opatřením by mohlo dojít též ke snížení prostojů linek z důvodu poruchy pístových řadových čerpadel, které jsou již výrazně za hranicí své životnosti a jejich opravy přestávají být rentabilní.

Navržené řešení k odstranění následných poruch jednotlivých výrobních linek, splňuje požadavky současné technologie, což bylo i cílem této práce.

9. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo popsat problém vyskytující se při dopravě kapalného materiálu pro výrobu volantů ve firmě TRW Volant a. s. Na základě získaných poznatků navrhnout optimální řešení, které může spočívat ve změně použitých prvků nebo parametrů dopravy. Následně realizovat navržená opatření a zhodnotit navržené opatření jak z ekonomického tak z technologického hlediska.

Nejkritičtější článkem celého systému je vysokotlaké řadové pístové čerpadlo Bosch ZW 160. Jeho funkcí je doprava jednotlivých materiálů k směšovacím hlavám, kde dochází k mísení jednotlivých materiálů v určitém směšovacím poměru. Promísený materiál dále proudí do temperované, naseparované a nalakované formy, kde dochází k vytvrzení polyuretanu. Poruchové stavy u těchto čerpadel jsou způsobené především praskajícími pružinami, jejichž úkolem je zajištění kontaktu kluzných ložisek s vačkami vačkové hřídele a tím i zajištění vratného pohybu jednotlivých tlakových pístů. Následkem těchto poruchových stavů, je obvykle odstavení celé výrobní linky na cca 1 hodinu provozu. Příčinou praskání vratných pružin jsou vibrace v čerpadle způsobené opotřebením vačkové hřídele, kluzných ložisek, skříně čerpadla atd. Tyto čerpadla jsou v provozu přes 40 000 hodin, přičemž hranice provozuschopnosti se pohybuje kolem 10 000 hodin, při čerpání nafty. Opravy přestávají být rentabilní z hlediska ceny jednotlivých dílů např. cena jednoho tlakového pístu 13 020 Kč, jedné pružiny 1 920 Kč, vačkové hřídele 71 000 Kč, rovnotlakého výtlačného ventilu 6 090 Kč atd. Nesmíme také zapomenout na sadu těsnění a ložiska vačkové hřídele.

Vzhledem k této skutečnosti jsem se rozhodl navrhnout řešení na eliminaci takto vzniklých poruchových stavů nahrazením těchto čerpadel jiným typem, při nutnosti dodržení požadovaných technologických parametrů. Jako jsou výstupní tlak 16 až 18 MPa a dodržení konstantního objemového průtoku u komponenty polyol v rozmezí od 5 160 do 5 290 $\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, pro izokyanát je tato hodnota nižší 3 510 až 3 640 $\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Pro zkoušky jsem se rozhodl použít zubová čerpadla s vnějším ozubením s konstantním geometrickým objemem. Regulace objemového průtoku byla zajištěna pomocí frekvenčního měniče, který reguloval otáčky asynchronního motoru pohánějícího zubové čerpadlo.

Nejprve jsem vyzkoušel navržené řešení pomocí prvků dostupných v naší firmě, kdy jsem použil hydraulické čerpadlo Bosch Rexroth s geometrickým objemem 11 cm^3 , asynchronní motor o výkonu 2,2 kW a frekvenční měnič. Čerpadlo bylo v provozu přes 200 hodin při maximálním tlaku 8 MPa, při nastavení vyššího tlaku docházelo ke snižování

otáček asynchronního motoru. Výkon asynchronního motoru byl omezen frekvenčním měničem.

Pro další test již byly zakoupeny zcela nové komponenty, nový třífázový asynchronní motor o výkonu 3 kW a jmenovitých otáčkách $1\,420\text{ min}^{-1}$ včetně příruby pro uchycení zubového čerpadla, dále frekvenční měnič TECO 7300 CV pro maximální výkon motoru 3,7 kW a nakonec vybráno zubové čerpadlo s vnějším ozubením XV 1P GIRO Vivoil italské výroby o geometrickém objemu $4,9\text{ cm}^3$. Všechny tyto komponenty byly postaveny na základně původní zkušební stolice, viz obr. 22. Toto soustrojí bylo namontováno na výrobní linku a spuštěn ostrý provoz. Všechny parametry vstřikovacího procesu byly dodrženy a provoz byl bezchybný, ale po čtyřech hodinách provozu došlo náhle k velkému poklesu výstupního tlaku a následně musela být technologie uvedena do původního stavu. Došlo k odstávce výrobní linky na cca 1 hodinu. Po rozebrání zubového čerpadla bylo zjištěné značné opotřebení přítlačných vík axiálního vyvážení, viz obr. 25, jejichž následkem došlo ke zničení těsnění a propojení vstupního a výstupního prostoru čerpadla. Pro další zkoušky jsem byl nucen postavit zkušební stolicí, aby nedocházelo k odstávkám a tím ke snižování výrobní kapacity výrobní linky.

Po tomto neúspěšném testu jsem se rozhodl vyhledat kvalitnější zubové čerpadlo, které nebude mít víka axiálního vyvážení z hliníkové slitiny. Po dlouhém hledání jsem narazil na velice renomovaného výrobce hydraulických komponentů firmu Bucher hydraulics, která byla založena již v roce 1918. Z jejího širokého sortimentu jsem se zaměřil na vysokotlaká nízkoviskózní čerpadla řady QXV. QXV je řada zubových čerpadel s vnitřním ozubením pro čerpání kapalin s nízkou viskozitou a minimálním podílem mazacích složek. Tato čerpadla jsou stavěna na zakázku s dodací lhůtou 12 týdnů a celý vnitřek čerpadla, tzn. ozubená kola a přítlačná víka axiálního vyvážení jsou z nerezové oceli. Čerpadlo po 10 hodinovém úspěšném testu na zkušební stolici bylo nasazeno přímo na výrobní linku, kde v té době probíhalo vzorkování nových forem. Čerpadlo bylo v provozu během 14 dnů přes 100 provozních hodin, bez jakéhokoliv snížení tlaku nebo objemového průtoku. Naměřená teplota čerpadla během provozu byla kolem 60°C .

Zubové čerpadlo Bucher QXV 25 je velice kvalitní náhradou za řadové pístové čerpadlo Bosch ZW 160 s pořizovací cenou 66 000 Kč bez DPH. Cena původních čerpadel Bosch je 427 000 Kč bez DPH. Používáním těchto čerpadel dojde ke snížení nákladů na opravy čerpadel a také ke snížení případných odstávek technologie.

10. Seznam použité literatury

- [1] LEPPKES Reinhard: *Polyurethane*,
1. vydání, Verlag moderne industrie: Elastogran, 2006, 72 stran, ISBN 3-478-93100-2
- [2] ROH Jiří: *Tekutínové mechanismy*,
1. vydání, Praha: VŠZ, 1994, 169 stran, ISBN 80-213-0172-4
- [3] Wikipedie: *Plasty se zkrácenou životností*,
Publikováno 7.2.2010 [cit. 2012-05-28]. Dostupné z:
<http://cs.wikipedia.org/wiki/Plast>
- [4] Wikipedie: *Polyuretan*,
Publikováno 17.5.2011 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z:
<http://cs.wikipedia.org/wiki/Polyuretan>
- [5] Sabc – *High-Tech Solutions in Aircraft and Rail*,
Publikováno 1.3.2010 [cit. 2012-06-08]. Dostupné z:
http://www.sabic-europe.com/k2010/_media/SABIC%20Innovative%20Plastics-Mass%20Transportation%20Presentation.pdf
- [6] Chempoint: *Degradabilní polyuretany*,
Publikováno 21.12.2011 [cit. 2012-06-09]. Dostupné z:
<http://www.chempoint.cz/degradabilni-polyuretany>
- [7] Schaeffler: *Šroubové čerpadlo*,
Publikováno 6.10.2010 [cit. 2012-06-09]. Dostupné z:
www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products
- [8] GEM-Chem: *High pressure mixing heads – PU RIM Technology*,
Publikováno 1.5.2008 [cit. 2012-06-24]. Dostupné z:
<http://www.gem-chem.net/mixheads.html>
- [9] Wikipedie: *Zubové čerpadlo*,
Publikováno 5.5.2012 [cit. 2012-06-28]. Dostupné z:
http://cs.wikipedia.org/wiki/Zubov%C3%A9_%C4%8Derpadlo
- [10] Automatizace: *Principy průmyslových čerpadel*,
Publikováno 18.3.2011 [cit. 2012-09-29]. Dostupné z:
<http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-8dil-vretenova-cerpadla>
- [11] Heřmánek Petr: *Přednášky Tekutinové mechanismy*,
Publikováno 22.3.2011 [cit. 2012-07-09]. Dostupné z:
<http://moodle.czu.cz>

- [12] Automatizace: *Principy průmyslových čerpadel*,
Publikováno 18.3.2011 [cit. 2012-09-29]. Dostupné z:
<http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-6dil-pistova-cerpadla>
- [13] Jihostroj Velešín: *Zubová hydraulická čerpadla a motory*,
Publikováno 1.5.2007 [cit. 2012-09-13]. Dostupné z:
<http://www.jihostroj.com/cz/hydraulika/zubova-hydraulicka-cerpadla-a-motory/hydraulicka-cerpadla-rady-ud/>
- [14] Vivolo: *Zubová čerpadla*,
Publikováno 1.5.2012 [cit. 2012-09-30]. Dostupné z:
<http://www.vivoil.com/it/prodotto/xp101/>
- [15] Bucher: *Vysokotlaká nízkoviskozní čerpadla řady QXV*,
Publikováno 11.5.2012 [cit. 2012-09-30]. Dostupné z:
http://www.rkr-hydraulika.cz/bucher_02.htm

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Strukturní vzorec uretanové skupiny [1].....	3
Obrázek 2 – Fotografické znázornění reakce složek polyuretanu [1].....	4
Obrázek 3 – Denní zásobníky se sycením polyolu dusíkem.....	5
Obrázek 4 – Schematicky znázorněný systém vstřikování polyuretanu [1].....	6
Obrázek 5 – Dvouvřetenové šroubové čerpadlo [7]	6
Obrázek 6 – Schematicky znázorněný princip a funkce vstřikovací hlavy MQU [8]	7
Obrázek 7 – Zobrazení regulační hrany pístu a plnicího otvoru	8
Obrázek 8 – Jednotlivé díly řadového pístového čerpadla Bosch ZW 160	9
Obrázek 9 – Proudění jednotlivých materiálů přes trysky do míchací dutiny [8]	10
Obrázek 10 – Zubové čerpadlo s vnějším ozubením [9]	14
Obrázek 11 – Čerpadlo s vnitřním ozubením a vložkou mezi ozubenými koly [9].....	15
Obrázek 12 – Dvouvřetenové čerpadlo [10]	16
Obrázek 13 – Lamelové čerpadlo s lamelami v rotoru nevyvážené [11]	17
Obrázek 14 – Lamelové čerpadlo s lamelami v rotoru vyvážené [11].....	17
Obrázek 15 – Radiální pístové čerpadlo s písty v rotoru [11]	18
Obrázek 16 – Pístové axiální čerpadlo s nakloněnou deskou [11]	20
Obrázek 17 – Pístové axiální čerpadlo s nakloněným blokem [11]	20
Obrázek 18 – Sestava řadového čerpadla Bosch ZW 160.....	21
Obrázek 19 – Řadové pístové čerpadlo Bosch ZW 160.....	22
Obrázek 20 – Zubová čerpadla [13]	23
Obrázek 21 – Zubové čerpadlo Bosch Rexroth.....	24
Obrázek 22 – Zkušební stolice se zubovým čerpadlem XV1P GIRO.....	26
Obrázek 23 – Frekvenční měnič s externím řízením pomocí potenciometru.....	26
Obrázek 24 – Původní technologie s řadovými pístovými čerpadly Bosch.....	27
Obrázek 25 – Opatření přitlačného víka zubového čerpadla	28
Obrázek 26 – Rozebrané zubové čerpadlo Vivolo XV 1P GIRO.....	29
Obrázek 27 – Zkušební stolice při zkoušení opraveného pístového čerpadla Bosch ZW 160.....	30
Obrázek 28 – Zubové čerpadlo Bucher řady QXV [15]	31
Obrázek 29 – Zubové čerpadlo Bucher řady QXV 25 včetně příruby.....	32
Obrázek 30 – Zubové čerpadlo Bucher QXV 25 připojené na zkušební stolici	33
Obrázek 31 – Zubové čerpadlo Bucher QXV 25 připojené na zkušební stolici	33
Obrázek 32 – Zubové čerpadlo Bucher QXV 25 připojené na stávající technologii	34
Obrázek 33 – Lamelový filtr a pojistný ventil	35
Obrázek 34 – Měření hmotnostního průtoku zubového čerpadla Bucher QXV 25	36

<i>Obrázek 35 – Měření hmotnostního průtoku čerpadla Bucher QXV 25 na digitální váze.....</i>	<i>37</i>
<i>Obrázek 36 – Nastavování jednotlivých frekvencí při měření hmotnostního průtoku čerpadla</i>	<i>39</i>
<i>Obrázek 37 – Vypěňovací stojan s formou 1944 a směšovací hlavou MQU.....</i>	<i>40</i>

Seznam tabulek

<i>Tabulka 1 – Dynamická a kinematická viskozita polyolu.....</i>	<i>12</i>
<i>Tabulka 2 – Naměřené hodnoty zubového čerpadla na začátku provozu</i>	<i>25</i>
<i>Tabulka 3 – Naměřené hodnoty zubového čerpadla po 200 hodinách provozu.....</i>	<i>25</i>
<i>Tabulka 4 – Naměřené hodnoty nezátíženého zubového čerpadla Bucher QXV 25</i>	<i>37</i>
<i>Tabulka 5 – Naměřené hodnoty zatíženého zubového čerpadla Bucher QXV 25</i>	<i>38</i>

Seznam grafů

<i>Graf 1 – Závislost kinematické viskozity na teplotě materiálu polyol.....</i>	<i>12</i>
<i>Graf 2 – Závislost objemového průtoku čerpadla na frekvenci asynchronního motoru</i>	<i>42</i>