



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh a konstrukce mazacího systému
jednoválcového experimentálního motoru

Design and construction of a lubrication
system for a single-cylinder engine

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2020

Jan Dvořák

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín





ANOTAČNÍ ZÁZNAM

Jméno autora: Jan Dvořák

Název práce: Návrh a konstrukce mazacího systému jednoválcového experimentálního motoru

Anglický název: Design and construction of a lubrication system for a single-cylinder engine

Rozsah práce:

- XX stran
- XX obrázků
- XX tabulek
- XX grafů

Akademický rok: 2019/2020

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: (B2342) Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

Klíčová slova: mazací systém, olejové čerpadlo, chlazení pístu

Key words: lubrication system, oil pump, piston cooling



ABSTRAKT

Hlavním cílem předkládané bakalářské práce je návrh a konstrukce mazacího systému jednoválcového experimentálního motoru vrtání 105 mm x zdvih 120 mm, který umožňuje regulaci ostříku pístu. Práce se skládá z části teoretické a praktické. V teoretické části jsou uvedeny jednotlivé prvky mazacích systémů ze sériových spalovacích motorů. V části praktické je pak popsán postup návrhu a konstrukce optimálního olejového hospodářství s ohledem na laboratorní měření. Přínosem této práce je řešení, které při určité modifikaci lze aplikovat i na jiné experimentální motory.

ABSTRACT

The purpose of this bachelor thesis is to design and construct the engine lubrication system. It is a single-cylinder experimental engine a bore 105 mm x stroke 120 mm, which allows a regulation of the piston spray. The thesis consists of a theoretical and a practical part. The theoretical part describes individual elements of the lubrication system from serial internal combustion engines. The practical part describes the design and construction of the optimal oil management with respect to laboratory measurements. The benefit of this thesis is that it can be easily adapted for other experimental engines.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “ Návrh a konstrukce mazacího systému jednoválcového experimentálního motoru ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu zdrojů, jež uvádím v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

.....

Jan Dvořák



PODĚKOVÁNÍ

Zde bych rád bych poděkoval panu Ing. Jindřichu Hořenínovi za odborný dohled, konzultace, vstřícnost a cenné rady, které mi pomohly při vypracování této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Ivanu Bortelovi za prohlídku pracoviště v Roztokách u Prahy, odborné rady a podněty k zamyšlení.

Děkuji také svým rodičům za podporu při mých studiích.



OBSAH

ÚVOD.....	11
1. MAZACÍ SYSTÉMY	12
1.1 FUNKCE MAZÁNÍ.....	12
1.2 MAZÁNÍ ROZSTŘIKOVÉ	12
1.3 MAZÁNÍ ZTRÁTOVÉ.....	13
1.4 MAZÁNÍ CIRKULAČNÍ	13
1.4.1 MAZÁNÍ S MOKROU KLIKOVOU SKŘÍŇÍ.....	13
1.4.2 MAZÁNÍ SE SUCHOU KLIKOVOU SKŘÍŇÍ	14
2. PRVKY MAZACÍCH SYSTÉMŮ	15
2.1 OLEJOVÁ ČERPADLA.....	15
2.1.1 ZUBOVÁ ČERPADLA.....	16
2.1.2 LAMELOVÁ ČERPADLA	18
2.2 OLEJOVÉ FILTRY	19
2.3 CHLAZENÍ OLEJE	21
2.4 CHLAZENÍ PÍSTU.....	22
3. NÁVRH SYSTÉMU.....	24
3.1 PARAMETRY OLEJE	25
3.1.1 VÝPOČET PRŮTOKU OLEJE ČERPADLEM	25
3.1.2 SOUHRN VÝSTUPNÍCH PARAMETRŮ OLEJE	30
4. NÁVRH KOMPONENTŮ	31
4.1 NÁVRH OLEJOVÉHO ČERPADLA	31
4.2 POUŽITÝ OLEJ	33
4.3 NÁVRH OLEJOVÉ NÁDRŽE	33
4.3.1 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ OLEJOVÉ NÁDRŽE.....	35
4.4 CHLADIČ OLEJE.....	36
4.5 MĚŘENÍ PRŮTOKU	38
4.6 MĚŘENÍ TEPLoty	40
4.7 MĚŘENÍ TLAKU	41
4.8 REGULACE CHLAZENÍ PÍSTU.....	42
4.9 REGULACE TLAKU V SYSTÉMU	43



4.10 ČISTĚNÍ OLEJE	43
5. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	44
5.1 RÁM	45
ZÁVĚR	46

SEZNAM ZKRATEK

značka	jednotka	název
E	J/kg	celková měrná energie kapaliny
p	Pa	tlak kapaliny
ρ	kg/m^3	hustota kapaliny
g	m/s^2	tíhové zrychlení
h	m	výška
v	m/s	rychlost proudění
Q	l/min	průtok čerpadla
η_v	1	objemová účinnost čerpadla
n	ot/min	otáčky
V_g	m^3/ot	geometrický objem čerpadla
z_z	1	počet zubů
m_n	mm	modul
b_z	mm	šířka zubu
e	mm	výstřednost
z_l	1	počet lamel
x	mm	tloušťka lamely
b_l	mm	šířka lamely
V_1	ml	nasátý objem v injekční stříkačce
V_2	ml	zbývající objem v injekční stříkačce
V_c	ml	změřený objem
N	1	počet zubů vnitřního rotoru
Q_z	l/min	průtok čerpadlem Zetor
n_j	$1/min$	jmenovité otáčky klikového hřídele
Q_{cerp}	m^3/h	celkové množství oleje dodaného čerpadlem do systému
V_{loz}	m^3/h	potřebné množství oleje dodávané ložiskům
k	1	konstanta
d	m	průměr čepu hlavního ložiska klikové hřídele
i	1	počet hlavních a ojnicích ložisek
P	W	výkon
c	1	zavedená konstanta
Q_e	l/min	průtok pro provoz experimentálního jednoválce
Q_k	l/min	konečný průtok při nominálních otáčkách
Q_1	l/min	průtok rozdělený mezi válce
Q_R	l/min	průtok rozpočítaný na ložiska klikového mechanismu
t_o	$^{\circ}C$	teplota oleje
p_o	bar	tlak oleje
o	$1/min$	oběhové číslo
V_n	l	objem olejové nádrže
P_c	W	celkový topný výkon
τ	min	čas potřebný pro ohřev oleje na provozní teplotu
Q_T	J	teplo pro ohřátí oleje z 20 °C na 60 °C



c_o	$j/(kg.K)$	měrná tepelná kapacita oleje
m	kg	hmotnost oleje při teplotě okolí
t_a	$^{\circ}C$	ambientní teplota
ρ	kg/m^3	hustota oleje
$\Delta\dot{Q}$	W	tepelný tok
\dot{m}_v	kg/s	hmotnostní tok vody
c_v	$j/(kg.K)$	měrná tepelná kapacita vody
Δt_v	w	teplotní spád vody
\dot{m}_o	kg/s	hmotnostní tok oleje
Δt_o	w	teplotní spád oleje
\dot{Q}_z	W	ztrátový tepelný tok
\dot{Q}_v	W	tepelný tok vody
\dot{Q}_o	W	tepelný tok oleje

ÚVOD

Mazací systém spalovacího motoru je klíčovou součástí, významně rozhoduje o životnosti motoru. Jeho optimálním návrhem nedochází k nadměrnému úbytku výkonu, což je v současnosti, kdy je kladen velký důraz na zvýšení efektivity spalovacích motorů velice důležité.

Zadání práce velmi přesně vystihuje pohled na mazání jednoválcového experimentálního motoru o vrtání 105 mm se zdvihem 120 mm za podmínky regulace mazání a chlazení pístu. U tohoto motoru je předpokládáno spalování různých druhů fosilních paliv.

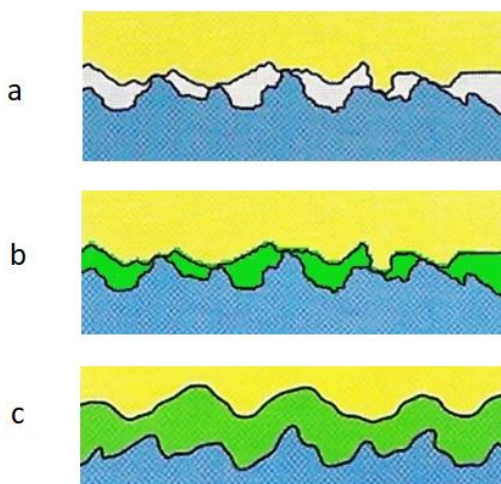
Teoretická část se zabývá obvyklými prvky mazacích systémů sériových spalovacích motorů osobních a lehkých užitkových vozidel. V experimentální části se na začátku stanoví maximální výstupní parametry, které slouží k návrhu prvků našeho mazacího systému. Na základě požadavků zadání práce došlo k návrhu konkrétního kapalinového obvodu, který slouží k experimentálnímu laboratornímu měření. Finální částí práce je konstrukce systému olejového hospodářství jednoválcového experimentálního motoru.



1. MAZACÍ SYSTÉMY

1.1 FUNKCE MAZÁNÍ

Hlavní funkcí mazacího systému spalovacích motorů je doprava potřebného množství oleje do všech kluzných uložení s požadovanou teplotou a tlakem. Vrstva oleje odděluje třecí plochy, což snižuje jejich opotřebení a zmenšuje mechanické ztráty. Optimální návrh a údržba mazacího systému rozhoduje o životnosti motoru. Ideální stav při mazání kluzných uložení je provoz při kapalinném tření, kdy mazivo odděluje třecí plochy od vzájemného styku (viz Obr. 1). K polosuchému tření dochází při rozběhu motoru. Mezi další důležité funkce mazacího systému patří odvod tepla z motoru a ochrana povrchů proti korozi. [1, 2]



Obr. 1: Ukázka druhů tření: a) suché b) smíšené c) kapalinné [2]

Dle jednotlivých aplikací se provádí výběr mazacího systému s ohledem na zatížení třecích povrchů, životnost a ceny. Druhy mazání pístových motorů:

- Mazání rozstříkové
- Mazání ztrátové
- Mazání cirkulační

1.2 MAZÁNÍ ROZSTŘIKOVÉ

Patří mezi nejjednodušší mazací systém. V současnosti je používán jen u malé mechanizace. Konstruktivní prvek tzv. lžička nabírá mazivo v klikové skříni, vlivem chodu motoru tvoří olejovou mlhu. [2]



1.3 MAZÁNÍ ZTRÁTOVÉ

Tento druh mazání se používá u dvoudobých motorů. Mazivo je přiváděno do prostoru klikové skříně motoru ve formě drobných olejových kapiček. Při chodu motoru se mísí mazivo se vzduchem a v důsledku víření se tyto kapičky dostávají na mazací místa. Část maziva ulpívá na stěnách válce, kde se dostává do spalovacího prostoru. V důsledku hoření dochází k jeho spálení, a proto se tento typ mazání nazývá ztrátovým. Tvorba drobných olejových kapiček bývá rozptýlením maziva v palivové nádrži, dávkovacím čerpadlem do proudu nasávané směsi paliva se vzduchem, anebo přidáním dávkovacího čerpadla k mazacím místům. Výhodou mazání s dávkovacím čerpadlem je závislost množství dodávaného oleje v závislosti na polohy rukojetě plynu. Nedochozí tak k přemazávání při nízkých zatíženích a nedokonalému spalování směsi. [1]

1.4 MAZÁNÍ CIRKULAČNÍ

Cirkulační mazání je nejpoužívanějším mazacím systémem u čtyřdobých spalovacích motorů. Mazivo je přiváděno k třecím plochám pod tlakem, které vytváří olejové čerpadlo. Mazivo je přivedeno do hlavního olejového kanálu, odkud proudí k hlavním a ojnicím ložiskům klikové hřídele, ložiskům vačkové hřídele, zdvihátkům a uložení vahadel. Z hlavních ložisek je olej rozváděn do ojnicích ložisek pomocí kanálků uvnitř klikové hřídele. Na hlavní mazací kanál je napojen vedlejší mazací kanál, odkud se provádí postřik pístu a mazání turbodmychadla, záleží na konstrukci a typu motoru. Mazací systém je tvořen olejovým čerpadlem, čističem, chladícím prvkem, souborem kanálků a ventilů. [1, 2]

Oběhové mazání motorů dle umístění zásoby maziva lze rozlišit na:

- Mazání se suchou klikovou skříní
- Mazání s mokrou klikovou skříní

1.4.1 MAZÁNÍ S MOKROU KLIKOVOU SKŘÍNÍ

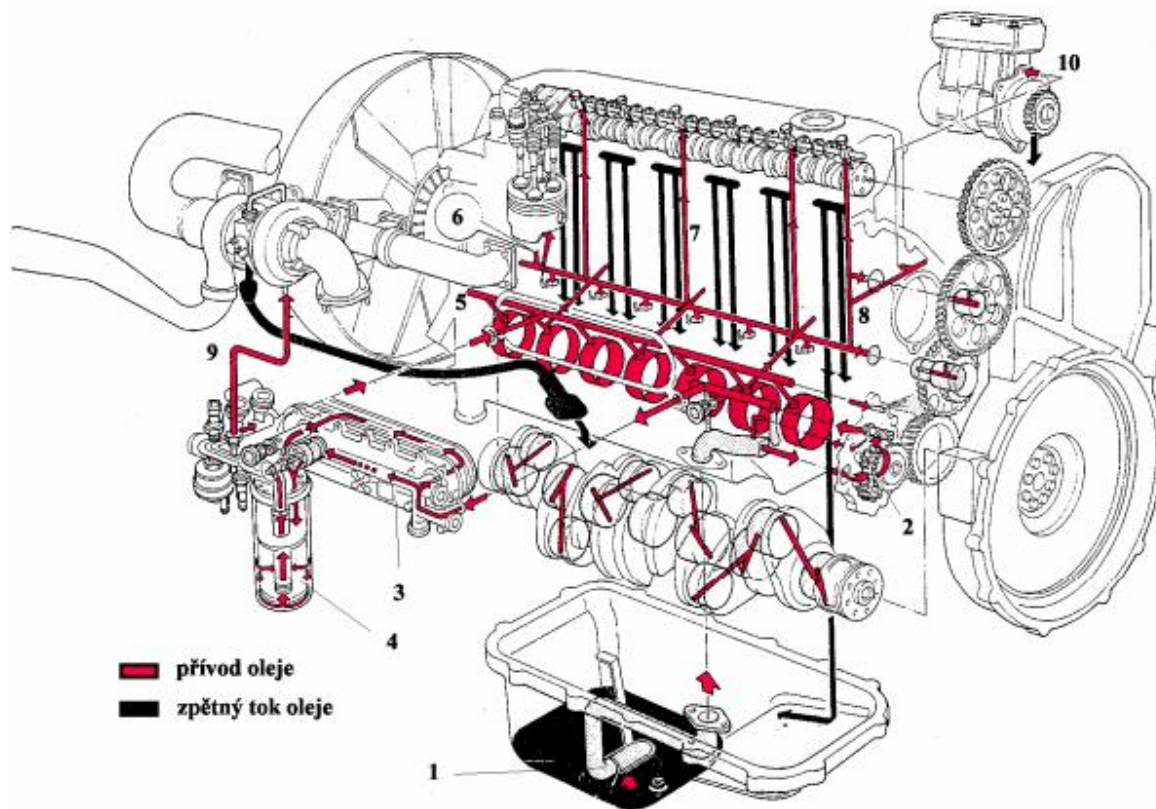
Zásoba oleje pro mazání motoru je umístěna ve spodním víku motoru. Olejové čerpadlo nasává mazivo z nejnižší položeného místa olejové vany skrze sací koš. Dále je mazivo dopravováno do čističe a chladiče oleje. Odtud proudí na mazací místa. Na obrázku 2 je vidět mazací soustava motoru nákladního automobilu, kde je znázorněné mazání všech komponent včetně zpětného odvodu. [1]



1.4.2 MAZÁNÍ SE SUCHOU KLIKOVOU SKŘÍŇÍ

Zásoba oleje pro mazání motoru je umístěna mimo víko olejové vany. Spodní víko motoru slouží jako sběrné místo, kam stéká olej z odpadního kanálu, odkud pomocí odsávacího čerpadla proudí mazivo do olejové nádrže. Tlakové čerpadlo dopravuje olej na mazací místa obdobně jako u systému mazání s mokrou klikovou skříní. Odsávací a tlakové čerpadlo bývá poháněno na společné náhonové hřídeli (obvykle klikové hřídeli).

Systém mazání z nádrže se používá u motorů, u kterých by mohlo dojít k nasátí vzduchu sacím košem do mazacího systému. Tento jev by mohl nastat například vlivem velkých náklonů u terénního vozidla, odstředivými silami nebo pohybem hladiny při akceleraci/deceleraci u sportovních vozidel. [1, 2]



Obr. 2: Příklad oběhového mazání motoru s mokrou klikovou skříní [1]



2. PRVKY MAZACÍCH SYSTÉMŮ

2.1 OLEJOVÁ ČERPADLA

Účelem olejových čerpadel je zvyšování tlaku oleje a jeho doprava k mazacím místům. Olejová čerpadla musí být konstrukčně jednoduchá, nenáročná na údržbu, ale hlavně spolehlivá, neboť na jejich funkci je závislá životnost motoru. Při nesprávném chodu olejového čerpadla dochází k nadměrnému opotřebení kluzných ložisek, může dojít až k zadření motoru. Správný návrh a konstrukce čerpadla má i příznivý vliv na hospodárnost a výkon motoru, neboť nedochází ke zbytečnému úbytku výkonu při jeho pohonu.

Obecně čerpadla jsou stroje, ve kterých se transformuje mechanická energie na energii hydraulickou. Hlavní rozdělení čerpadel je dle jejich mechanismu účinku na hydrostatická, hydrodynamická a speciální. Záleží, jestli jde o přímou přeměnu nebo nepřímou přeměnu energie. S tím je spojeno, jaký z členů energie převládá při transformaci. [3]

Celkovou měrnou energii kapaliny lze vyjádřit Bernoulliho rovnicí:

$$E = \underbrace{\frac{p}{\rho} + g \cdot h}_{\text{potenciální}} + \underbrace{\frac{v^2}{2}}_{\text{kinetická}} \quad \left[\frac{j}{kg} \right] \quad (1)$$

Pro mazací systémy ve spalovacích motorech se používají čerpadla hydrostatická, ve kterých probíhá přeměna mechanické energie na energii hydraulickou přímým působením pracovního prvku stroje na kapalinu. Hydrostatická čerpadla jsou vhodnější v oblasti vysokých tlaků, malých průtoků a čerpání viskóznějších kapalin. Převládající formu transformované energie činí energie potenciální, kinetická energie je zanedbatelná. Tlak kapaliny v činném prostoru stroje je hydrostatický. Charakteristickým znakem všech hydrostatických čerpadel je cyklická změna velikosti činného objemu, proto se nazývají také objemovými. [3, 4]

Pro jednoduchost, spolehlivost a malé rozměry se používají čerpadla rotační. Nejvíce používaná olejová čerpadla ve spalovacích motorech jsou čerpadla rotační zubová. Čerpadla se stálým geometrickým objemem (např. zubová) jsou konstruována na efektivní



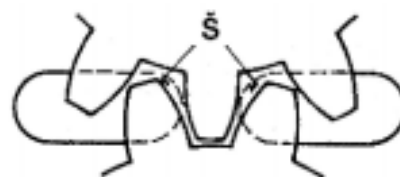
provoz při jmenovitých otáčkách. Spalovací motor však neoperuje jen při jmenovitých otáčkách, to zapříčiňuje nižší účinnosti procesu mazání. V současnosti, kdy je kladen velký důraz na zvýšení efektivity spalovacích motorů, se tak dostávají do oblasti zájmu lamelová olejová čerpadla. Lamelová čerpadla umožňují řízení geometrického objemu a tím regulaci průtoku, dochází ke snížení energie potřebné k procesu čerpání maziva. [5]

Účinnost čerpadel ovlivňují ztráty hydraulické, objemové a mechanické. Při neměnných otáčkách vytváří čerpadlo prakticky konstantní rychlost oleje, rychlostní gradient kapaliny kolmý na rychlost pracovního prvku (zubu/lamely) je nulový. Dle Newtonova zákona pro viskózní kapaliny se v činném prostoru neuplatňuje smykové napětí kapaliny. Hydrostatická čerpadla tedy mají relativně vysokou hydraulickou účinnost, proto jsou také vhodnější pro čerpání velmi viskózních kapalin. Mechanické ztráty jsou způsobené třením mechanických částí, které jsou zapříčiněny překonáváním mechanických odporů čerpadla. Objemové ztráty zahrnují úniky oleje z pracovního prostoru a nedokonalost plnění činného objemu. Při vysokých otáčkách přitéká do činného objemu méně oleje, proto je zapotřebí počítat s objemovými ztrátami při návrhu olejového čerpadla. [6]

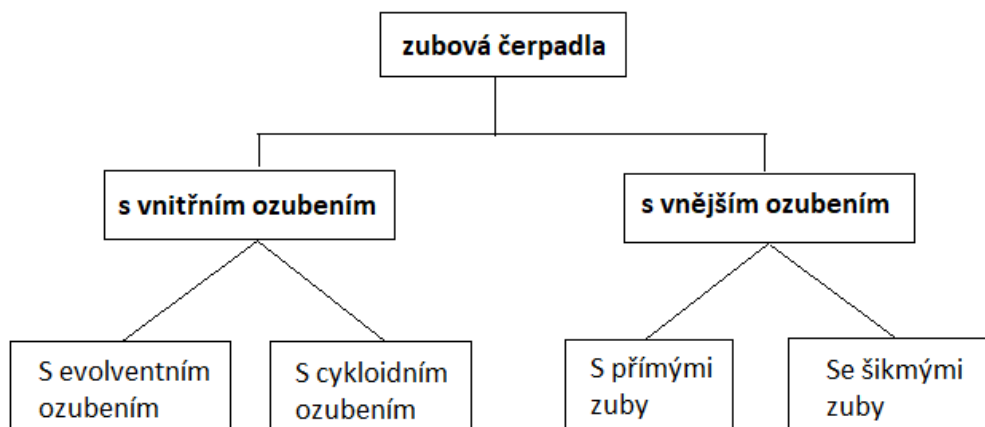
2.1.1 ZUBOVÁ ČERPADLA

Pracovním prvkem jsou ozubení. Činný prostor tvoří mezera mezi zuby spolu se stěnami. Při otáčení kol se při vycházení zubů ze záběru otevírají zubové mezery, do kterých proudí mazivo ze sacího prostoru. Při další části otáčky se mazivo v zubové mezeře posouvá až do místa záběru zubů, při kterém je mazivo vytlačováno ze zubové mezery do výstupního prostoru. [4]

Na provoz čerpadla působí nepříznivě škodlivý prostor Š (viz Obr. 3), který tvoří objem kapaliny zaplňující vůli mezi patní a vrcholnou kružnicí v záběru. Jeho proměnnost během záběru zubů má za následek tlakové pulsace doprovázené hlukem. [6]

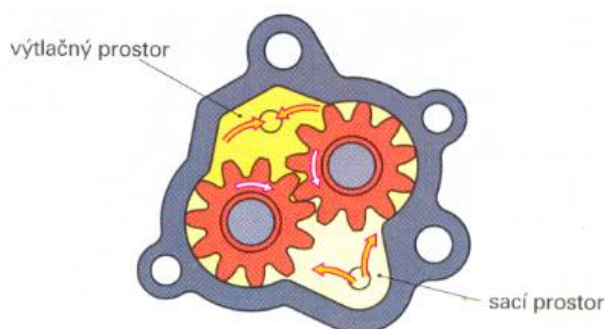


Obr. 3: Škodlivý prostor Š [6]

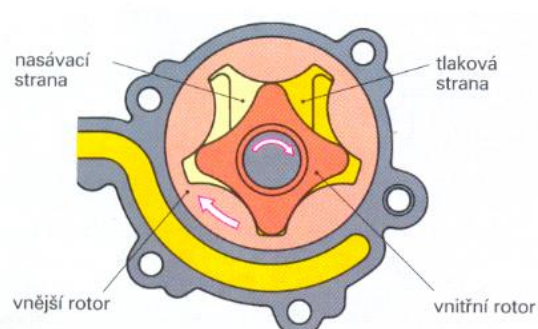


Obr. 4: Rozdělení zubových čerpadel dle typu ozubení

Zubová čerpadla lze rozdělit dle typu ozubení na čerpadla s vnitřním a vnějším ozubením, které se pak dále dělí dle tvaru ozubení (Obr. 4). Zubová čerpadla s vnitřním ozubením jsou méně hlučná a mají lepší samonasávající schopnosti dané zmenšením škodlivého prostoru. Jejich nevýhodou je větší výrobní náročnost a tím i vyšší cena. Čerpadla s vnitřním ozubením dosahují větší účinnosti než čerpadla s vnějším ozubením. Speciálním případem čerpadel s vnitřním ozubením jsou čerpadla trochoidní (Obr. 5). Kola jsou vůči sobě vyosená. Vnitřní rotor má o jeden zub méně než rotor vnější, vnější rotor se většinou nepohybuje. Dopravní účinnost je vyšší než u čerpadel s ozubením evolventním. [1, 6]



Obr. 6: Zubové olejové čerpadlo s vnějším ozubením [2]



Obr. 5: Trochoidní čerpadlo, zubové olejové čerpadlo s vnitřním cykloidním ozubením [2]



Parametry zubových čerpadel

Hlavními parametry čerpadla jsou průtok a měrná energie. Přidruženými parametry jsou otáčky, výkon a účinnost. [3]

Výpočet průtoku čerpadla

$$Q = \eta_V \cdot n \cdot V_g \quad \left[\frac{l}{min} \right] \quad (2)$$

- kde η_V je objemová účinnost čerpadla

Geometrický objem

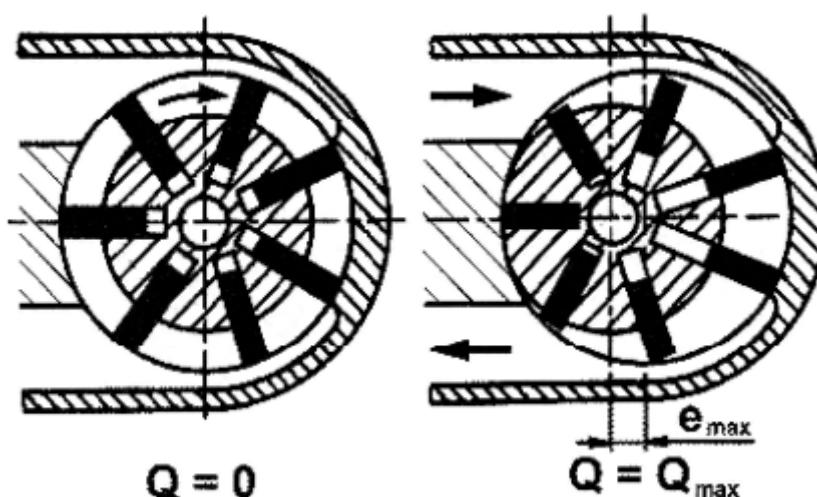
Tento výpočet platí pro ozubení s evolventními zuby, a to jak pro vnitřní, tak vnější ozubení.

$$V_g = 2 \cdot \pi \cdot z_z \cdot m_n^2 \cdot b_z \quad [m^3] \quad (3)$$

2.1.2 LAMELOVÁ ČERPADLA

Hlavními částmi lamelového čerpadla jsou rotor, stator a lamely. Výhodou lamelových čerpadel je malá hmotnost připadající na jednotku výkonu. V porovnání se zubovými čerpadly poskytují rovnoměrnější průtok, avšak jsou náročnější na výrobní přesnost a na návrh lamel s ohledem na jejich namáhání. [4, 7]

Stator může být s oválnou (hydraulicky vyvážené lamelové čerpadlo), nebo kruhovou plochou průřezu. Vlivem excentricity e nebo vhodným tvarem statoru dochází ke změně prostoru mezi sousedními lamelami. Při vysouvání lamel se činný prostor mezi lamelami zvětšuje a plní mazivem z přívodního kanálu. Při zasouvání lamel je mazivo vytlačováno z činného prostoru do výtlačného kanálu. Přívodní a výtlačný kanál bývá umístěn ve statoru. Pracovním prvkem jsou zde lamely, které kloužou po vnitřní dráze statoru a slouží také jako těsnící prvek. Čerpadla s kruhovým statorem mají po obvodu rotoru nerovnoměrně rozložený tlak kapaliny, čímž vzniká radiální síla zachycující se v ložiskách rotoru. [4, 7] Velkou výhodou lamelového čerpadla s kruhovým statorem je možnost změny geometrického objemu, a to při neměnných otáčkách. Geometrický objem, respektive průtok se mění pomocí výstřednosti e (Obr. 7). [4, 7]



Obr. 7: Lamelové čerpadlo s rotujícími lamelami a výstřednou kruhovou dráhou statoru [6]

Většinou se lamelová čerpadla používají se samočinně řízenou výstředností prstence statoru vůči ose rotoru. Pro samočinnou regulaci výstřednosti se používají regulační pružiny nebo hydraulická síla, záleží na požadované strmosti změny průtoku. [6]

Geometrický objem

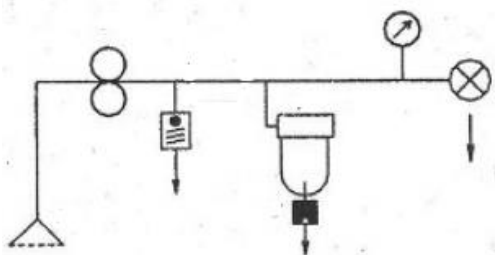
$$V_g = [2\pi \cdot (R + e) - z_l \cdot x] \cdot 2e \cdot b_l \quad \left[\frac{m^3}{ot} \right] \quad (4)$$

Je-li výstřednost $e = 0$, lamely pouze rotují, průtok se zastaví viz Obr.7. [7]

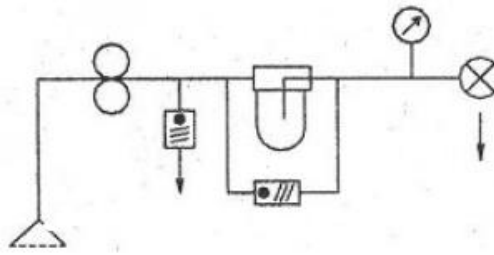
2.2 OLEJOVÉ FILTRY

Pro zajištění dostatečně dlouhé životnosti motoru i oleje je třeba zařadit do mazacího systému filtry, které budou z oleje odstraňovat mechanické nečistoty a produkty oxysličování samotného oleje. Funkce olejových filtrů je založena na zachycování nečistot průchodem kapaliny přes porézní materiál. [8]

Instalace olejových filtrů se provádí dvojím způsobem, buď jsou řazeny jako plnoprůtokové, nebo jsou umístěny v obtoku. Při plnoprůtokovém zapojení (Obr. 9) je filtrován všechen olej dodávaný čerpadlem do mazacího systému. Přes čističe umístěné v obtoku (Obr. 8) prochází určitá část maziva, a to buď trvale, nebo jen při určitých provozních podmínkách. [8, 9]



Obr. 8: Zapojení v obtoku [9]



Obr. 9: Zapojení v plném průtoku [9]

Důležitým parametrem olejového filtru je hydraulický odpor a jemnost čištění.

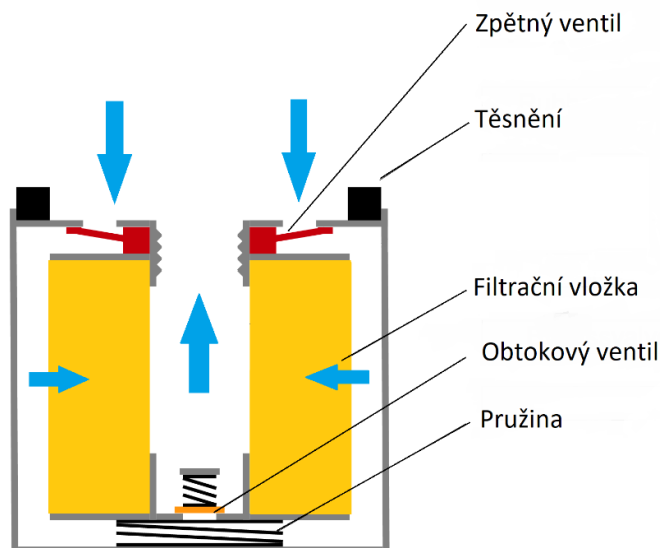
Doba životnosti olejového filtru se obvykle stanovuje v souladu s lhůtami pro výměnu mazacího oleje. Filtry mohou být osazeny snímači signalizujícími zanesení filtru, které fungují na principu tlakové diference. [6]

Typy olejových filtrů dle použití:

- Sací
- Tlakové
- Zpětné

Sací filtry (sací koše) se používají jako ochrana olejového čerpadla. Nejčastěji se používají hrubé sací filtry umístěny v olejové vaně či rezervoáru. Tlakové filtry slouží jako ochrana ložisek a ostatních prvků citlivých na znečištění. Tlakové filtry bývají umístěny za olejovým čerpadlem a ze všech zmíněných typů filtrů mají největší odpor. Zpětné filtry čistí kapalinu, která se vrací z mazacího systému zpět do nádrže. [10]

Všechny filtry musí být dimenzovány na nejvyšší tlak a průtok v systému. Tlaková odolnost vložek musí vyhovovat tlakovým špičkám při studeném startu motoru. Olejové filtry a filtrační tělesa obsahují zpětné a obtokové ventily (Obr. 10). Zpětný ventil snižuje dobu suchého a polosuchého tření po spuštění motoru, zamezuje vypuštění oleje z filtru po doběhnutí motoru. Obtokový ventil slouží k ochraně motoru a filtru při zvýšeném odporu, který může nastat důsledkem nízkých teplot nebo zanesením filtru. Obtokový ventil zabrání protržení filtru a zaručí dodávku maziva, byť olej projde bez filtrace. [10]



Obr. 10: Olejový filtr typu spin-on

Olejové filtry mohou být konstruovány jako tělesa, ve kterých se mění pouze filtrační vložka, nebo jako filtry typu spin-on (patrona), které se mění celé (Obr. 10).

2.3 CHLAZENÍ OLEJE

Pro dosažení požadovaných vlastností oleje, je nutné regulovat jeho teplotu.

U méně zatěžovaných motorů, které užívají systém mazání s mokrou klikovou skříní, je možno realizovat odvod tepla skrze spodní víko motoru. Toto konstrukční řešení lze modifikovat použitím víka z hliníkové slitiny s žebrováním. U automobilových spalovacích motorů se toto řešení již používá velmi zřídka, motory bývají zakrytovány z důvodu obtoku vzduchu. [1]

Chladiče olej – vzduch

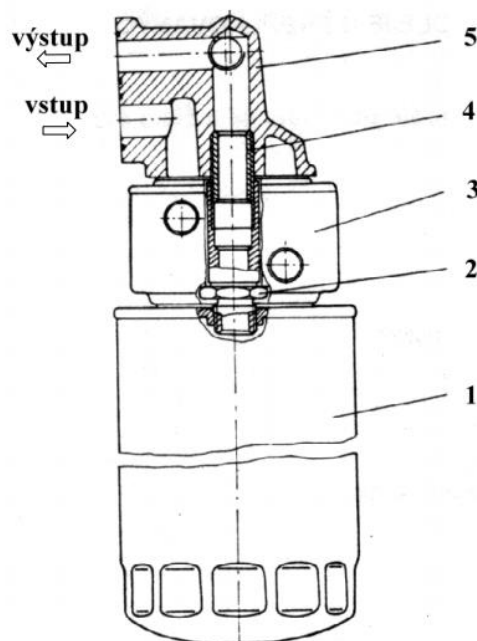
Způsob chlazení, kdy je do mazacího systému připojen náporový chladič. Chladič je ve většině případů připojen paralelně k mazacímu okruhu. Pokud je olej chladičem protlačován z hlavního mazacího kanálu, je nutné zařadit zpětný ventil. Ventil znemožní průtok při poklesu tlaku pod určitou hodnotu. [1]



Chladič olej-voda

Výhodou kapalinou ochlazovaných chladičů je schopnost mazivo nejen ochlazovat, ale i ohřívat. U studeného motoru se chladící kapalina zahřívá rychleji než olej, kapalina tak urychluje dosažení provozní teploty oleje. V Porovnání s chladičem olej-vzduch, kapalinou ochlazovaných chladič poskytuje větší stabilitu teploty na výstupu. Na Obrázku 11 je jedna z variant provedení chladiče, kdy je na chladič přímo namontován olejový filtr.

[1]



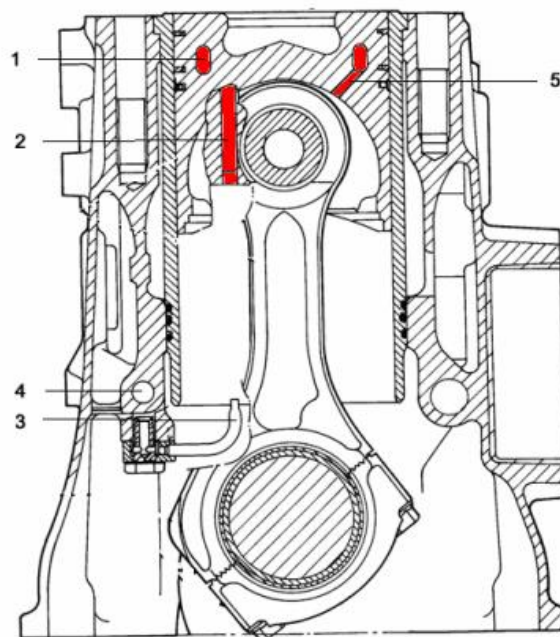
Obr. 11: Kapalinou ochlazovaný chladič oleje [1]

2.4 CHLAZENÍ PÍSTU

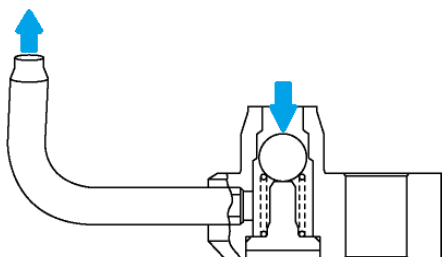
Chlazení pístu je proces, při kterém redukuje teplotu pístu a tím umožňujeme motoru generovat více výkonu a zvýšit trvanlivost pístní skupiny. V současné době se chlazení pístu používá téměř u všech přeplňovaných motorů. Chlazení se provádí postřikem mazacího oleje. U méně zatížených motorů se používá nástřik na dno pístu, u více zatížených motorů jsou vytvořeny kanály v hlavě pístu (Obr. 12). Olej je vstřikován dovnitř pístu tryskami od vedlejšího mazacího kanálu. Dosahuje se tím snížení maximální teploty v horní drážce pístního kroužku a na hraně spalovacího prostoru. [1, 11]



Obrázek 12 ukazuje konstrukci chlazení pístu pomocí chladícího kanálu. Přívodním kanálem 4 proudí mazivo do trysky 3. Z trysky proudí mazivo do přívodního kanálku 2, který je napojen na toroidní chladící kanál v samotné hlavě pístu. Z toroidního kanálku vytéká mazivo odpadním kanálkem 5 zpět do klikové skříně motoru. [1]



Obr. 12: Chlazení pístu chladícím kanálem [1]



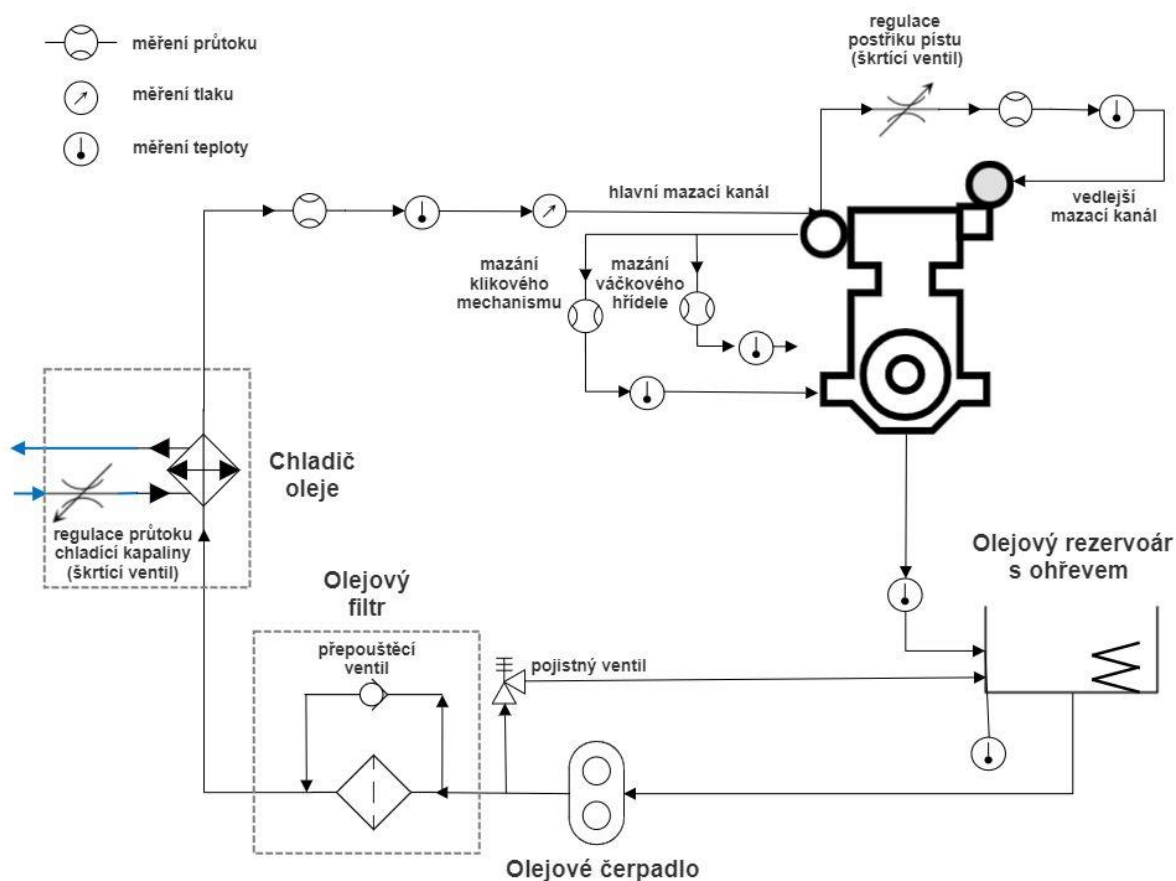
Obr. 13: Konstrukce trysky postřiku

Součástí trysky je ventil, který slouží k ochraně při nízkém tlaku mazacího oleje (Obr. 13). Ventil se otevírá pouze při dostatečném tlaku, aby byla zaručena dodávka oleje k hlavním ložiskům motoru. [11]



3. NÁVRH SYSTÉMU

Hlavním smyslem této části je vypracovat návrh mazacího systému dle požadavků uvedených v zadání. Motor vrtání 105 mm x zdvih 120 mm pochází z traktoru firmy Zetor a.s. s ventilovými rozvody typu OHV. Návrh systému je proveden s ohledem na jeho potřebnou regulaci a měření veličin. Vzhledem k požadavku na ovládání a měření byl zvolen mazací systém se zásobárnou oleje mimo klikovou skříň. Olej je zadržován v rezervoáru s ohřevem. Olejové čerpadlo nasává olej z nádrže, který dále proudí přes olejový filtr do chladiče oleje. Z chladiče oleje proudí olej do výstupu systému, odkud je dále veden k mazacím místům motoru. Na výstupu systému jsou měřeny hlavní parametry oleje jako tlak, teplota a průtok. Olej je odváděn z motoru za pomoci gravitace.



Obr. 14: Schéma obvodu mazání



3.1 PARAMETRY OLEJE

Pro návrh systému experimentálního jednoválce je potřeba určit jeho požadované parametry. Nejdůležitějšími parametry jsou tlak, průtok a teplota oleje. Tyto parametry pomohou při výběru dílčích komponentů systému.

Maximální výstupní teplota oleje z motoru byla zvolena 120 °C, minimální vstupní teplota byla zvolena 60 °C. Takto nízká vstupní teplota byla zvolena z důvodu experimentálních měření, při kterých by se mohly měřit výkonové ztráty třením za různých teplot oleje.

Tlak původního motoru značky Zetor dle [12] při teplotě 80 °C činí 2-5 barů. Je však potřeba počítat s rezervou, pro případ nenadálých tlakových špiček, byla zvolena hodnota 1 MPa.

3.1.1 VÝPOČET PRŮTOKU OLEJE ČERPADLEM

Pro volbu olejového čerpadla je třeba znát velikost potřebného průtoku. Potřebný průtok experimentálního jednoválcového motoru lze získat experimentálně, skrze původní čtyřválcový motor Zetor. Olejové čerpadlo původního motoru Zetor bylo za aretováno v poloze, kdy je mezi vnitřním a vnějším ozubeným kole největší možná mezera. Dále byla dle [12] vymezena vůle mezi vnějším a vnitřním ozubeným kolem. Poté je nutno utěsnit místa, kde dochází k dotyku ozubení, aby nedocházelo k úniku kapaliny. Pomocí injekční stříkačky byl načerpán motorový olej a s citem aplikován do měřeného prostoru. Rozdíl mezi nasátým objemem V_1 a zbývajícím objemem V_2 v injekční stříkačce udává reálný objem jedné zubové mezery. Pro úplnou správnost měření by bylo potřeba odečíst objem, který vzniká, když se hlavová kružnice vnitřního rotoru nejvíce přiblíží kružnici patní vnějšího rotoru. Tento objem byl zanedbán.

Před měřením byly obě součásti řádně očištěny a odmaštěny.

Změřený objem:

$$V_c = V_1 - V_2 = 4 - 0,9 = 3,1 \text{ [ml]} \quad (5)$$



Obr. 15: Záznam z měření geometrického objemu

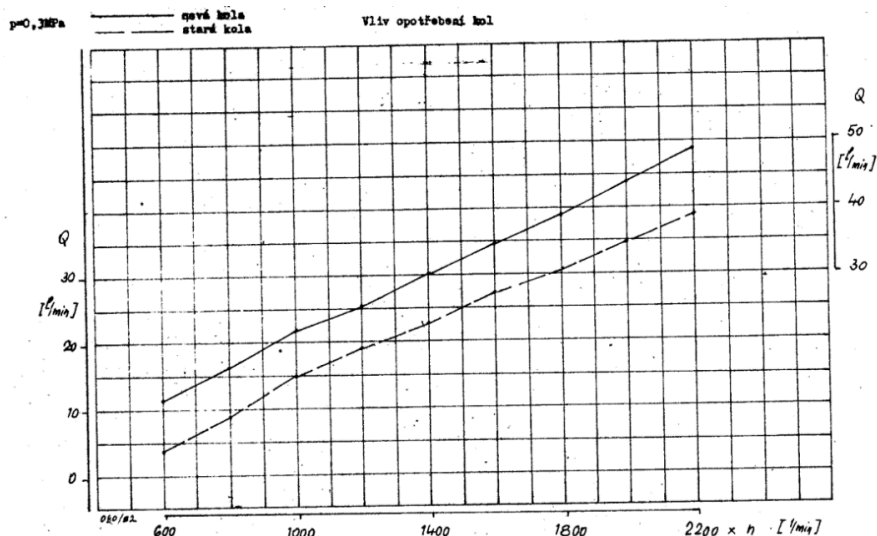
Jak už bylo uvedeno výše, tento výsledek znázorňuje pouze objem jedné zubové mezery. Pro určení geometrického objemu je nutno vynásobit výsledek počtem zubů vnitřního rotoru. Geometrický objem udává množství přečpaného maziva za jednu otáčku.

$$V_g = V_c \cdot N = 3,1 \cdot 8 = 24,8 \frac{\text{ml}}{\text{ot}} = 24,8 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{l}}{\text{ot}} \right] \quad (6)$$

Dle rovnice (2) byl vypočítán průtok maziva původním motorem Zetor při nominálních otáčkách. Uvažovaná hodnota objemové účinnosti čerpadla η_V je 90 %, ozubená kola byla nová. Otáčky čerpadla jsou totožné s otáčkami klikové hřídele. Hodnota udává průtok v ustáleném stavu.

$$Q_z = \eta_V \cdot n_j \cdot V_g = 0,9 \cdot 2200 \cdot 24,8 \cdot 10^{-3} = 49,1 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right] \quad (7)$$

Vypočítaný průtok odpovídá charakteristice (Obr. 16), kterou poskytl výrobce původního čerpadla.



Obr. 16: Průtok čerpadla v závislosti na otáčkách a opotřebením kol

Celkové množství oleje, které čerpadlo dodává do systému, je možno také dopočítat ze vztahu (8) uvedeném v [13]:

$$Q_{\text{cerp}} = (1,7 - 2,5)V_{\text{loz}} \quad (8)$$

Přičemž hodnota rozsahu závisí na způsobu chlazení pístu. V_{loz} je potřebné množství oleje dodávané ložiskům. [13]

$$V_{\text{loz}} = k \cdot n_j \cdot d^2 \cdot i \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad (9)$$

Kde:

- | | |
|-----------------------------|---|
| k [-] | je konstanta (0,008 ÷ 0,012). |
| n_j [min^{-1}] | jsou jmenovité otáčky klikového hřídele |
| d [m] | je průměr čepu hlavního ložiska klikové hřídele |
| i [-] | je počet hlavních a ojničních ložisek |

Pomocí vztahů (8) a (9) již lze přímo určit potřebný průtok oleje pro experimentální jednoválec. Konstanta k závisí na výkonu a jmenovitých otáčkách motoru. Hodnota k se blíží horní hranici pokud $n_j \geq 4000 \text{ min}^{-1}$ a $P \geq 450 \text{ kW}$. Z experimentálních měření vyplynulo, že výpočtový vztah (9) je vhodný pro určitou obvodovou rychlost ložisek. Obvodová rychlost ložisek by se měla pohybovat v rozmezí 5 až $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což je u experimentálního jednoválce splněno, při vyšší obvodové rychlosti by docházelo k lokálnímu přehřívání. [13]



Konstanta k je pro oba motory neměnná, pro výpočet byla zvolena $k = 0,01$. Po úpravě lze tedy napsat:

$$Q_{cerp} = (0,017 - 0,025) \cdot n_j \cdot d^2 \cdot i \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (10)$$

Rozmezí (0,017 - 0,025) lze označit jako konstantu c , která nám znázorní množství oleje používaného pro chlazení pístu u původního motoru firmy Zetor. Při přepočítání na m^3/h a dosažení námi získané hodnoty průtoku Q_z :

$$c = \frac{Q_z}{n_j \cdot d^2 \cdot i} = \frac{2,946}{2200 \cdot 0,08^2 \cdot 9} = 0,0232 [-] \quad (11)$$

Původní motor firmy Zetor disponoval ostřikem pístu od klikové hřídele. Experimentální jednoválec bude chlazen nástřikem dna pístu z hlavního olejového kanálu. U vztahu (8) je proto vhodné počítat s horní hranicí rozsahu $k = 0,025$ [13]. Potřebný průtok pro provoz experimentálního motoru lze tedy vypočítat pomocí dosažení do vzorce (9):

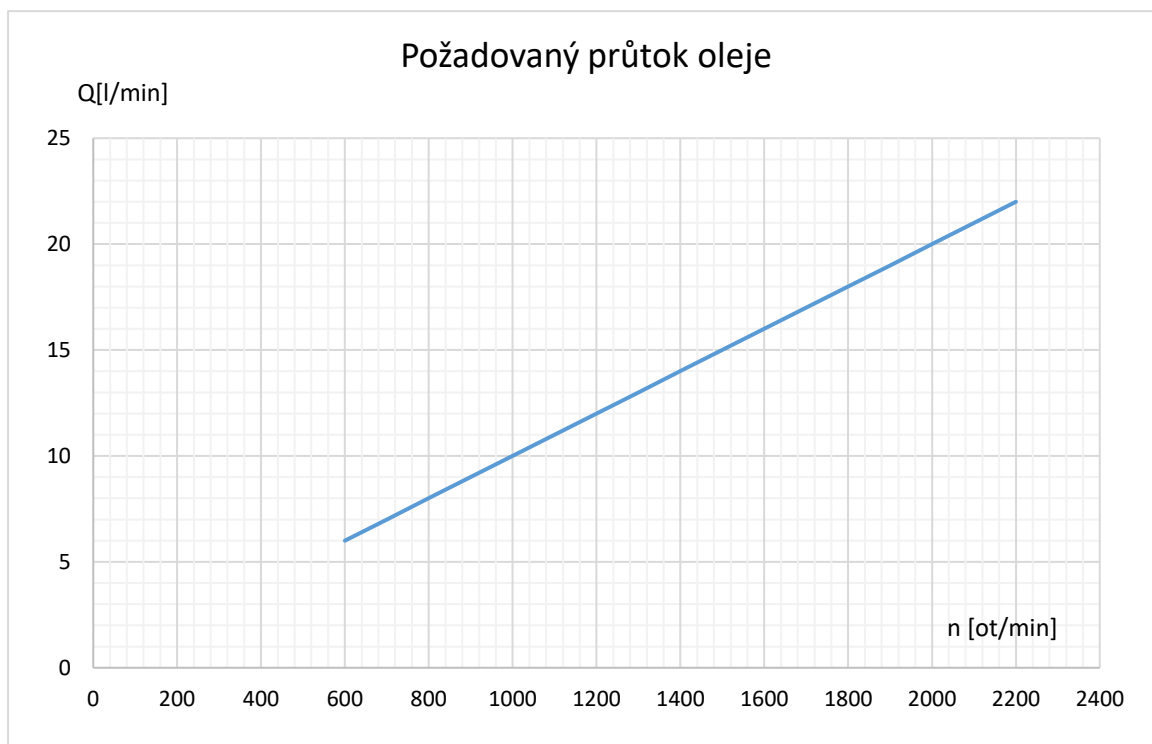
$$Q_e = k \cdot n_j \cdot d^2 \cdot i = 0,025 \cdot 2200 \cdot 0,08^2 \cdot 3 = 1,056 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 17,6 \left[\frac{l}{min} \right] \quad (12)$$

Experimentální jednoválec bude v laboratorních podmínkách provozován s různými druhy paliv, je tedy potřeba počítat s nutností většího odvodu tepla. Popřípadě lze počítat s měřeními třecích ztrát při přemazávání. Z tohoto důvodu byl zvolen konečný průtok při nominálních otáčkách.

$$Q = 22 [l/min]$$



Požadovaný průtok oleje v závislosti na otáčkách experimentálního jednoválce je uveden na charakteristice:



Obr. 17: Požadovaná charakteristika průtoku v závislosti na otáčkách motoru

Souhrn použitých metod:

Pokud bychom chtěly použité metody porovnat, bude vhodné všechny průtoky vztáhnout na jednoválcový motor. Průtoky budou uvedeny při jmenovitých otáčkách. Experimentálně získanou hodnotu průtoku původního motoru zeton Q_z , lze přepočítat dvěma způsoby:

Pouhým rozdělením průtoku oleje mezi čtyři válce

$$Q_1 = \frac{Q_z}{4} = \frac{49,1}{4} = 12,28 \left[\frac{l}{min} \right] \quad (13)$$

Rozpočítáním na hlavní a ojnicí ložiska. Čtyřválcový motor má 5 hlavních a 4 ojnicí ložiska. Jednoválcový motor má 2 hlavní a jedno ojnicí ložisko.

$$Q_R = \frac{3 \cdot Q_z}{9} = \frac{3 \cdot 49,1}{9} = 16,37 \left[\frac{l}{min} \right] \quad (14)$$



Pro přehlednost jsou uvedeny průtoky v tabulce:

Způsob stanovení průtoku	Hodnota průtoku při n_j [l/min]
Rozdělením na počet válců	12,28
Rozpočítáním na ložiska	16,37
Rozpočítáním na ložiska se zohledněním chlazení pístu	17,6
stanoveno	22

3.1.2 SOUHRN VÝSTUPNÍCH PARAMETRŮ OLEJE

Velikosti určených parametrů oleje jsou podřízené laboratornímu provozu a měření.

veličina	jednotka	Minimální hodnota	Maximální hodnota
Průtok Q při n_j	[l/min]	17,6	22
Teplota t_o	[°C]	60	120
Tlak p_o	[bar]	0,1	10



4. NÁVRH KOMPONENTŮ

4.1 NÁVRH OLEJOVÉHO ČERPADLA

Na základě určeného objemového průtoku $Q = 22 [l/min]$ byla zvolena sestava čerpadlo-elektromotr Hydrolider GR2.



Obr. 18: olejové čerpadlo hydrolider [14]

Specifikace [14]:

Výkon	4 [kW]
Jmenovité otáčky	1450 [ot/min]
Průtok při jmenovitých otáčkách	23,2 [l/min]
Geometrický objem	0,016 [l/ot]
Dovolený tlak	90 [bar]
Napájení	400[V] 50 [Hz]

Frekvenční měnič

Při řízení hodnoty průtoku je potřeba měnit otáčky elektromotoru, z tohoto důvodu je potřeba zařadit frekvenční měnič. Výběr frekvenčního měniče je podřízený volbě elektromotoru. Frekvenční měnič umožní i otáčky vyšší, než jsou jmenovité, je tedy možné dodatečně zvýšit dodávané množství oleje. Maximální otáčky jsou omezeny konstrukcí elektromotoru na 3000 [ot/min], při překročení jmenovitých otáček však klesá kroutící moment elektromotoru.



Obr. 19: Frekvenční měnič V800 [15]



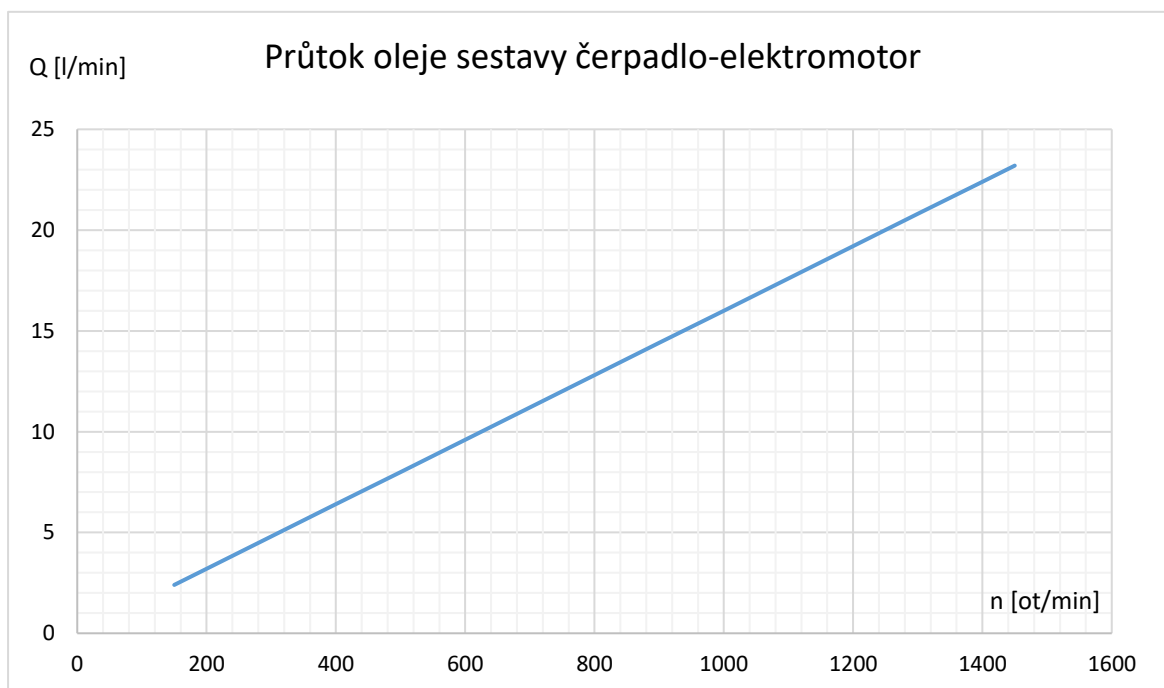
Byl vybrán frekvenční měnič 3kW V800-4T0040, který se dá ovládat přímo na panelu, externě digitálně i analogově.

Specifikace [15]:

Výkon	4 [kW]
Max. jmenovitý vstupní proud	10 [A]
Průřez napájecího kabelu	2,5 [mm ²]
Vstupní stykač	12 [A]
jistič	16 [A]
frekvence	0,01 – 3200 [Hz]

U sériových spalovacích motorů je olejové čerpadlo poháněno z klikové hřídele. Jelikož u experimentálního jednoválce bude čerpadlo poháněno pomocí elektromotoru, je potřeba řídit otáčky elektromotoru v závislosti na otáčkách spalovacího motoru. Následná charakteristika by měla sloužit jako podnět k vytvoření řízení v prostředí LabVIEW.

Průtok oleje v závislosti na otáčkách elektromotoru při objemové účinnosti $\eta_V = 1$:



Obr. 20: Průtok oleje v závislosti na otáčkách elektromotoru

Pro přesné řízení průtoku oleje bude třeba proměřit tuto charakteristiku v laboratoři.



4.2 POUŽITÝ OLEJ

Výběr vhodného oleje závisí na provozní teplotě, zatížení a rychlosti vzájemných ploch. [16]
S ohledem na původní motor společnosti Zetor a.s. byl zvolen vícestupňový olej 15W-40.

Klíčovým prvkem v mazivech jsou aditiva, prvky zlepšující vlastnosti oleje. Aditiva lze rozdělit dle funkce na: aditiva pro ochranu oleje, povrchů a dodatečná aditiva. Mezi důležitá aditiva lze zařadit detergenty a disperzanty, které odstraňují a zabraňují tvorbě usazenin. [16]

4.3 NÁVRH OLEJOVÉ NÁDRŽE

Velikost nádrže se odvíjí dle oběhového čísla, to charakterizuje počet obměn náplně nádrže za určitý čas.

$$o = \frac{Q}{V_n} \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad (15)$$

Kde:

o je oběhové číslo $[\text{min}^{-1}]$

Q je objemový průtok $\left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$

V_n je objem olejové nádrže $[\text{l}]$

U vozidlových spalovacích motorů se běžně volí oběhové číslo $o = 6$, u původního motoru zetor a.s. bylo oběhové číslo $o \approx 4,5$, závisí na použití spalovacího motoru.

Oběhové číslo bylo zvoleno $o = 1,5 [\text{min}^{-1}]$, z důvodu vysokých nároků na čistotu oleje

$$V_n^* = \frac{Q}{o} = \frac{22}{1,5} = 11 [\text{l}] \rightarrow \text{zvoleno } V_n = 15 [\text{l}] \quad (16)$$



Ohřev

Pro zkrácení času potřebného na dosažení provozní teploty oleje je potřeba vybavit nádrž ohřevem. Ohřev poslouží také při nižším zatížení motoru, kdy by mohl olej chladnout.

Dle [17] se nesmí překročit výkon $2 \text{ [W/cm}^2\text{]}$ ohřívané plochy. Z tohoto důvodu budou do připravených otvorů instalovány dvě topná tělesa ROTKAPPE B-KB315/0,4-230Ws/L. Celkový topný výkon činí $P_c = 0,8 \text{ [kW]}$, povrchové zatížení je $1,9 \text{ [W/cm}^2\text{]}$. [18]



Obr. 21: Topné těleso rotkappe [18]

Výpočet času potřebného pro ohřev oleje na pracovní teplotu

$$\tau = \frac{Q_T}{P_c} \text{ [min]} \quad (17)$$

Výpočet množství tepla pro ohřátí oleje z $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (odhadovaná ambientní teplota) na $60 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$Q_T = c_o \cdot m \cdot (t - t_a) \text{ [j]} \quad (18)$$

Kde:

c_o je měrná tepelná kapacita oleje

m je hmotnost oleje při teplotě okolí

Parametry oleje při teplotě okolí: $\rho = 900 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, $c_o = 2000 \text{ [j/kg}\cdot\text{K]}$, $V_n = 0,015 \text{ [m}^3\text{]}$

Hmotnost oleje:

$$m = \rho \cdot V_n = 900 \cdot 0,015 = 13,5 \text{ [kg]} \quad (19)$$

Množství tepla:

$$Q_T = 2000 \cdot 13,5 \cdot (60 - 20) = 1\,080\,000 \text{ [j]} \quad (20)$$

odhadovaný čas potřebný pro ohřev oleje:

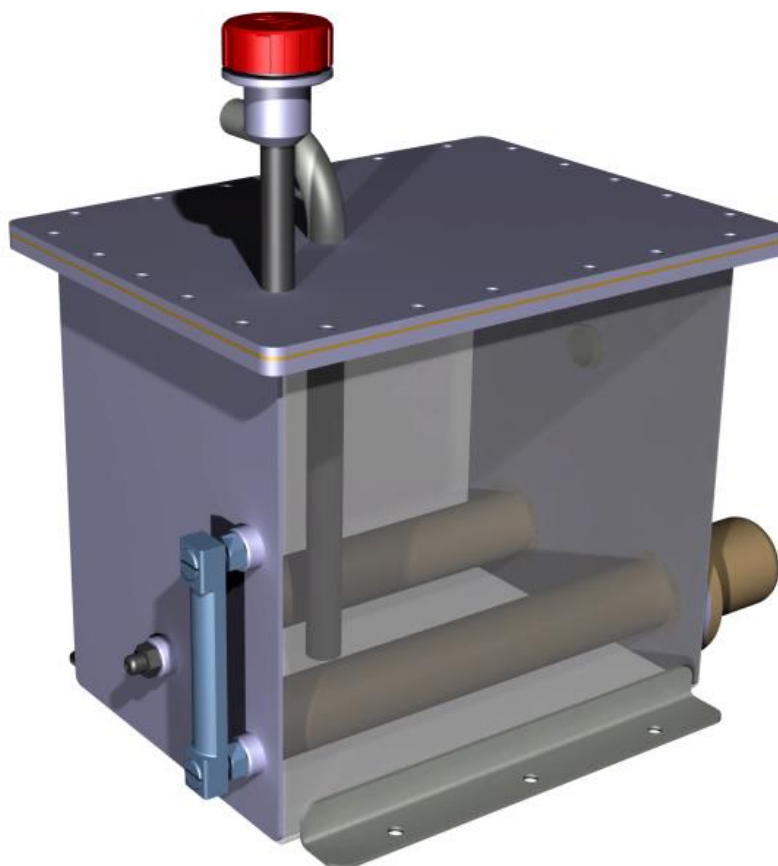


$$\tau = \frac{1\,080\,000}{800} \cong 22,5 \text{ [min]} \quad (21)$$

Skutečná hodnota času bude vyšší, jelikož přenos tepla nepůsobí pouze mezi topnými tělesy a mazivem, ale také mezi nádrží a jejími komponenty. Skutečnou hodnotu je potřeba ověřit experimentálně. Z důvodu kontroly a regulace teploty ohřevu je do nádrže umístěn termočlánek.

4.3.1 Návrh konstrukčního řešení olejové nádrže

Nádoba slouží jako zádržné místo, proudí z ní olej do systému. Nádrže je vyrobena z nerezové oceli X2CrNi18-9, materiál je svařitelný. Nádoba je vytvořena z plechů tloušťky 2 mm. Mezi nádrží a jejím víkem je umístěno vitonové těsnění, které odolá požadované teplotě. Nádrž disponuje dvěma vstupy a jedním výstupem. Nádrž je osazena olejoznakem, snímačem teploty a topnými tělesy. V důsledku vzrůstu teploty se mění objem oleje, nádrž musí být osazena odvodušňovací zátkou. Zátka také slouží jako hrdlo pro dolévání oleje. Na spodní straně nádrže je umístěna zátka pro případné výměny náplně.



Obr. 22: Konstrukční návrh olejové nádrže



4.4 CHLADIČ OLEJE

Chlazení oleje bude uskutečněno pomocí výměníku tepla olej-voda, který bude připojen na zásobník glykolové vody.

Podle hlavních typů konstrukce lze zvolit výměník deskový a trubkový. Výhody trubkových výměníků oproti deskovým jsou lépe dosažitelná těsnost a menší tlaková ztráta. Výhody deskových výměníků jsou výrazně menší rozměry a vyšší účinnost přenosu tepla. Vzhledem k těmto aspektům byl zvolen výměník deskový.

U výměníku tepla dochází na straně oleje k zanášení. V důsledku zanášení klesá chladicí výkon. Existují dva druhy deskových výměníků, montované a pájené. Montované výměníky lze rozebrat a vyčistit manuálně, pájené rozebrat nelze. U pájených výměníků je možné dodatečně připojit čistící okruh a propláchnout jej petrolejem, proplach se provádí v opačném směru, než je běžný provoz. Z důvodu zanášení byl před výměník zařazen olejový filtr. [19]

Potřebný chladicí výkon lze dopočítat z tepelné bilance dvou látek.

$$\Delta\dot{Q} = \dot{m}_v \cdot c_v \cdot \Delta t_v = \dot{m}_o \cdot c_o \cdot \Delta t_o + \dot{Q}_z \quad (22)$$

Kde:

Index *v* znamená voda a *o* znamená olej

\dot{Q} je tepelný tok [W]

c je měrná tepelná kapacita [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

Δt je teplotní spád [K]

\dot{m} je hmotnostní tok [$kg \cdot s^{-1}$]

Při zanedbání ztrátového tepelného toku \dot{Q}_z , tj. tepelný tok sdílený do okolí. Lze zapsat:

$$\dot{Q}_v = \dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot c_o \cdot \Delta t_o \quad (23)$$



Hmotnostní tok oleje při jmenovitých otáčkách motoru:

$$\dot{m}_o = \rho \cdot Q = 900 \cdot 0,000367 = 0,33 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (24)$$

Teplotní spád u sériových spalovacích motorů se pohybuje v rozmezí 5 K až 10 K. Při volbě teplotního spádu je potřeba brát zřetel na tepelné namáhání materiálu za rozdílných teplot. Experimentální motor bude provozován na různé druhy paliv, je potřeba počítat s vyšším chladícím výkonem. Požadovaný teplotní spád byl zvolen $\Delta t_o = 15 K$.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot c_o \cdot \Delta t_o = 0,33 \cdot 2000 \cdot 15 = 9,9 [kW] \quad (25)$$

Pro vypočítaný chladící výkon byl zvolen tepelný výměník B8THx20 od firmy HENNLICH s.r.o. [20]



F1	teplá strana výstup	F4	studená strana výstup
F3	teplá strana vstup	F2	studená strana vstup

Obr. 23: Schéma zapojení výměníku [20]



Regulace chlazení

Pro regulaci chlazení oleje je potřeba řídit průtok vody chladičem. Byl zvolen přímočinný regulátor průtoku se servopohonem, AVQM PN16 od firmy Danfoss. Regulátor bude zapojen za čerpadlem rozvodu vody umístěným na zkušebně. Ventil je řízen 3-bodově, pomocí převodníku poskytuje plynulé řízení. Ventil bude regulovat teplotu pomocí dvou snímačů teploty umístěných v systému mazání. Vstupní teplota do chladiče bude měřena snímačem umístěným v olejové nádrži, výstupní teplota bude měřena snímačem umístěným na výstupu ze systému.

Specifikace [21]:

Rozsah průtoku [$m^3 \cdot h^{-1}$]	0,2-4,5
Max. teplota vody [$^{\circ}C$]	150
Max. obsah glykolu [%]	30



Obr. 24: Regulátor průtoku AVQM PN16 [21]

4.5 MĚŘENÍ PRŮTOKU

Aby bylo možné zjistit množství oleje odebírané ložisky a postřikem pístu, je třeba zařadit měření průtoku. Systém bude obsahovat celkem čtyři průtokoměry, jeden hlavní bude sledovat celkové množství dodávané do motoru a tři další budou sledovat dílčí průtoky. Jako další se jeví možnost použití pouze tří menších průtokoměrů, celkový průtok by byl součtem jejich měření. Pro laboratorní měření průtoku oleje jsou vhodné průtokoměry:

- objemové
- rotorové
- indukční
- ultrazvukové

Objemové průtokoměry

Měří na základě rozdělení objemu přímo do prostor se známým objemem. Při vynásobení známého objemu s počtem plnění, získáme celkový objem kapaliny. Celkový objem je snímán v čase, tudíž získáme objemový průtok. Jejich předností je široký rozsah měření, měří prakticky od nuly do maximálního rozsahu. Jejich nevýhodou je velká tlaková ztráta.



Indukční

Jsou založeny na využití Faradayova zákona o elektromagnetické indukci. Proudící kapalina představuje vodič, pohybující se mezi dvěma elektrodami, magnet na trubici vytváří magnetické pole. Za určitých předpokladů lze říct, že indukované napětí je úměrné střední rychlosti kapaliny v trubici. Indukční průtokoměry jsou mechanicky jednoduché a prakticky nezasahují do proudu kapaliny. Jejich nevýhodou je, že běžné indukčních průtokoměry nedokáží pracovat s nízkou elektrickou vodivostí oleje. Ty, co to dokáží jsou dražší. [22]

Ultrazvukové

Měří rychlost proudění pomocí šířících se ultrazvukových signálů v oleji. Při znalosti rychlosti proudění ve známém průtočném průřezu, lze vyhodnotit objemový průtok. Jejich výhodou je téměř nulová tlaková ztráta, minimální údržba a velké měřicí rozpětí.

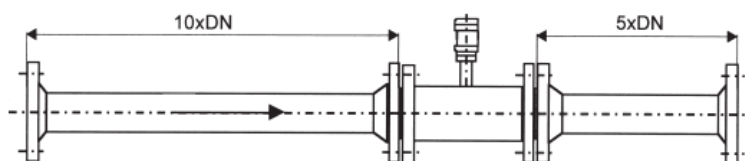
Rotorové

Volně otočný rotor se vlivem proudění oleje otáčí, otáčky jsou snímány indukčním snímačem. Rotorem může být turbína, lopatky a šroub. Turbínový průtokoměr je náchylný na nečistoty v oleji. Jeho výhodou je příznivá cena, kompaktní rozměry a snadné odečítání signálů.

Na základě výše popsaných poznatků, byli vybrány Turbínové průtokoměry řady TM od firmy KRACHT. K průtokoměru byla vybrána vyhodnocovací jednotka, jednotka slouží k převodu na analogový signál. Doporučené umístění dle výrobce je na Obrázku 26.



Obr. 15: Turbínový průtokoměr [23]



Obr. 26: Doporučené umístění [23]



Specifikace [23]:

	TM 2,2	TM 1,1	TM 0,55
Měřicí rozsah [<i>l/min</i>]	7,33 – 36,7	3,67 – 18,3	1,83 – 9,17
Chyba [%]	±0,5	±1	±1
DN	15	12	6

Měřicí soustava obsahuje:

- jeden průtokoměr TM2,2
- dva průtokoměry TM 1,1
- jeden průtokoměr TM0,55

4.6 MĚŘENÍ TEPLOTY

Z důvodu experimentálních měření a regulace jsou do systému zařazeny snímače teploty. Snímače teploty umožňují měřit vstupní a výstupní teplotu z motoru, pomocí těchto hodnot lze zjistit teplo dovedené z motoru. Pomocí snímačů teploty je v systému regulováno chlazení i ohřev.

K měření teploty byli vybrány kontaktní snímače teploty. Vhodně snímače teploty jsou:

- Snímače s odporovými čidly
- Termočlánky

Snímače s odporovými čidly dále dělíme na kovové a polovodičové. Odporová čidla využívají závislosti odporu rezistoru na teplotě. Polovodičová čidla oproti kovovým jsou malá, levná a mají větší citlivost a rychlou odezvu. Kovová čidla však mají lineární závislost na teplotě ve velkém rozsahu teplot, také mají vyšší opakovatelnost a přesnost. [24]

Termočlánky pracují s kontaktním napětí dvou rozdílných materiálů při zahřátí. Napětí termočlánků závisí na materiálu daných kovů a velikosti teploty. Termočlánky mají velký měřicí rozsah, například dvojice platina-rhodium může měřit teploty od 0 °C do 1600 °C. Termočlánky mají rychlou odezvu ale malou citlivost. [24]

Pro systém mazání byl vybrán odporový snímač teploty Pt100. Označení Pt100 znamená použití odporu z platiny, při 0 °C má odpor 100 Ω. Konkrétně byl vybrán kompaktní teploměr Baumer TE2, viz obrázek 3. Teploměr byl vybrán bez jímky, aby měl rychlejší



odezvu a menší rozměry. Nevýhoda při použití snímače bez jímky je nemožnost údržby při provozu. Snímač umožňuje 4 vodičové zapojení, které kompenzuje odpor vedení. K termočláнку byl vybrán převodník FlexTemp od Firmy Baumer. Převodník slouží k převodu na lineární proudový signál.



Specifikace [25]:

Rozsah měření [°C]	-50 ... + 125
tolerance [°C]	$\pm(0,3 + 0,005 \cdot t)$
Výstupní signál [mA]	4 – 20

Obr. 27: Teplotní snímač Baumer TE2 [25]

4.7 MĚŘENÍ TLAKU

Ztráta tlaku oleje je pro životnost motoru kritická, při nízkém tlaku nedojde ke kapalinnému tření. Z hodnoty tlaku dokážeme vyčíst informace o stavu motoru i mazacího systému. Vzhledem k charakteru celého systému jsou vhodné snímače tlaku s elektrickým výstupem. Umožňují dálkový přenos a následné zpracování dat. Základním principem těchto snímačů je deformace tlakoměrných prvků.

Byl vybrán tlakový převodník Baumer PBSN, který je odolný vůči abrazivním médiím. Snímač má keramický tlustovrstvý senzor. Výstup signálu je analogový.

specifikace [26]:

Rozsah měření [bar]	0...600
Chyba [%]	$\leq 0,7$
Výstupní signál [mA]	4 ... 20



Obr. 28: Převodník tlaku [26]



4.8 REGULACE CHLAZENÍ PÍSTU

Experimentální jednoválec je osazen tryskou pro nástřik dna pístu. Při ostřiku pístu dochází k redukci teploty pístní skupiny. Pro experimentální měření je potřeba chlazení pístu regulovat. Pomocí změny průtoku oleje je možné měřit rozdíly odvedeného tepla při různé intenzitě chlazení.

Regulaci průtoku oleje k tryskám postřiku volíme pomocí škrtkících ventilů. Škrtkící ventily umožňují spojitě řízení plynule proměnným průřezem. Pro dosažení konstantního průtoku, nezávislého na zátěži, se používají škrtkící ventily se stabilizací.

Z důvodu stability průtoku oleje, který by mohl ovlivnit průběh měření, byl vybrán škrtkící ventil se stabilizací PARKER 9PCM800S-V. Ventil umožňuje rozsah nastavení 2 až 25 l/min [27]

Dle [13] se množství oleje pro chlazení pístu pohybuje mezi 30 % až 50 %, tudíž by měl být nastavitelný rozsah dostatečný. Pokud by byl vyžadován i provoz bez chlazení pístu, k zamezení průtoku bylo by nutné zařadit do obvodu kulový ventil.



Obr. 29: Škrtkící ventil PARKER [27]



4.9 REGULACE TLAKU V SYSTÉMU

Tlak v systému je nutno regulovat, aby nedošlo k tlakovému přetížení. Vhodnými ventily pro omezování tlaku jsou ventily pojistné. Pojistný ventil je činný pouze v případě vyššího tlaku, než je tlak nastavený, při vyšším tlaku vede ventil kapalinu zpětným vedením do nádrže. Byl zvolen ventil Bosch Rexroth VSPC-150. Specifikace [28]:



Rozsah nastavení [bar]	1,7-70
------------------------	--------

Obr. 30: Pojistný ventil VSPC-150 [28]

4.10 ČISTĚNÍ OLEJE

Úkolem filtrů je potlačit znečištění a redukovat počet pevných částic v oleji. Použitím správného filtru bude redukováno opotřebení ventilů a třecích ploch motoru. Výkonnost filtru se udává v absolutní hodnotě filtrace. Absolutní hodnota filtrace vyjadřuje maximální rozměry částice, které filtr propustí. Výběr filtru je podřízen ventilům v mazacím systému.

Stupeň požadované filtrace dle použitých ventilů [29]:

Pojistný ventil	20 μm
Škrtící ventil	10 μm

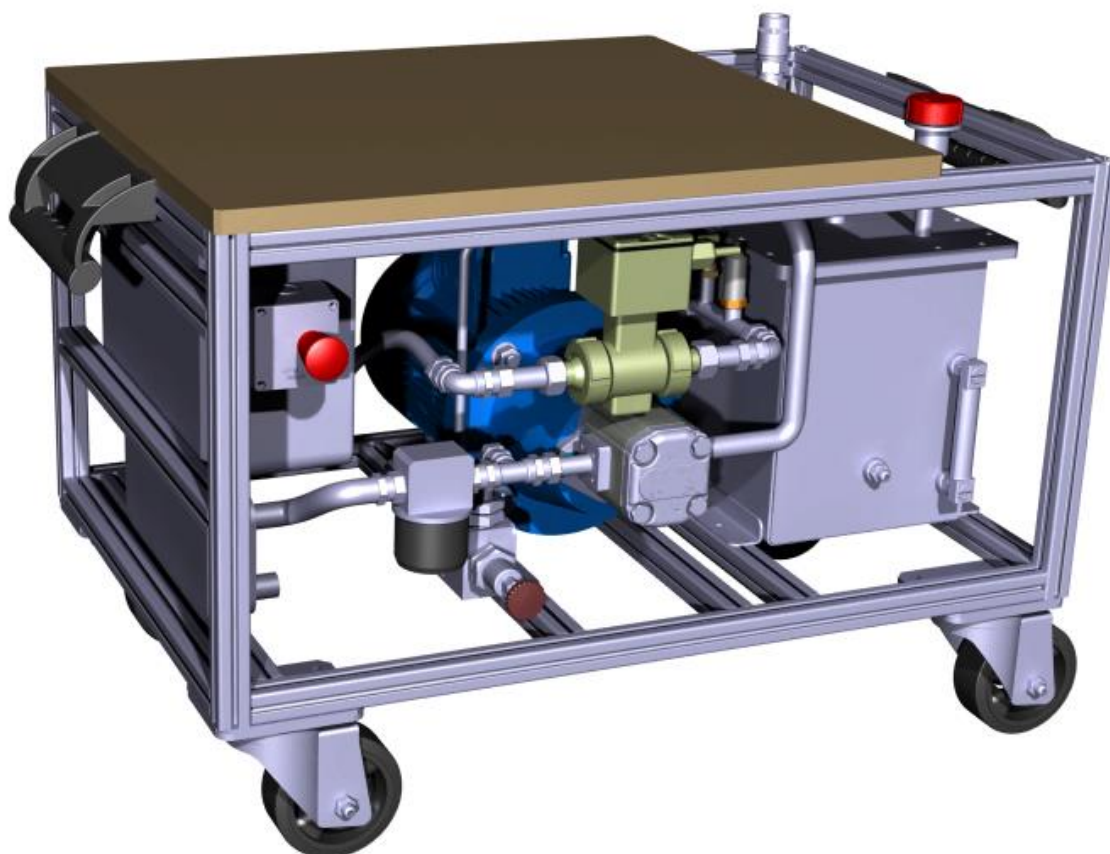
Výsledný filtr byl zvolen pro maximální rozměr částice u škrtícího ventilu. Byl zvolen spin-on filtr MAHLE HC6.

Pro ochranu čerpadla byl zvolen sací filtr STR (STR1001SG1M60). Filtrační schopnost sacího filtru je 60 μm .



5. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Konstrukční návrh byl vyhotoven s požadavkem na minimální rozměry a cenu. Systém byl vybaven pojezdovými koly pro ulehčení případné manipulace a obsluhy zařízení. Na vrchu rámu je umístěna pracovní deska o rozměrech 590mmx690mm. Výkres sestavy je uveden v příloze.



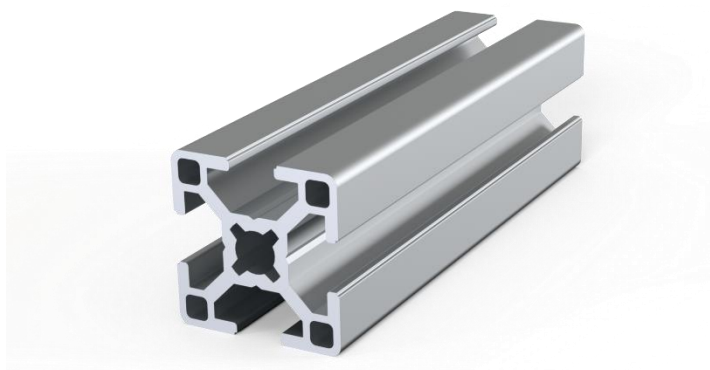
Obr. 31: Snímek konstrukčního návrhu zařízení pro olejové hospodářství



Pro pohodlnou obsluhu zařízení je řešeno technické připojení pomocí rychlospojek. Rychlospojka na vstupu do motoru je umístěna na závit G 3/4". Na výstupu z motoru je rychlospojka na závit G 1". Vzhledem k teplotě oleje byly zvoleny rychlospojky Parker BH6-60-BSPP a Parker BH8-60-BSPP.

Do konstrukce byl zahrnut rozvaděč s krytím IP65. Do rozvaděče bude umístěn frekvenční měnič a všechna elektronika potřebná k připojení snímačů. Přívod elektřiny zajišťuje přívodka 5P 400 V/32 A. Na čelní straně rozvaděče je bezpečnostní tlačítko pro nouzové odpojení zařízení.

5.1 RÁM



Obr. 32: Snímek použitých hliníkových profilů firmy KJN [30]

Pro konstrukci rámu byly použity hliníkové profily firmy KJN, které umožňují dostatečnou modulárnost. Není tak problém systém dodatečně rozšířit, nebo ho spojit s jiným laboratorním zařízením. Hloubka rámu je primárně ovlivněna rozměry motoru a čerpadla, celková hloubka činní 590 mm. Díky rozměru rámu není potíží projet i užšími dveřmi.



ZÁVĚR

Předkládaná bakalářská práce si kladla za cíl vytvořit návrh a konstrukci systému olejového hospodářství pro experimentální jednoválec. Návrh i konstrukce se týká jednoválcového experimentálního motoru se zdvihem 120 mm a vrtáním 105 mm. Dle zadání musel systém umožňovat regulaci chlazení pístu.

Nejprve byla provedena rešerše komponentů mazání u sériových spalovacích motorů. Větší pozornost byla věnována olejovým čerpadlům, jelikož jsou kritickou komponentou u systémů s oběžným mazáním. V praktické části byl nejprve experimentálně získán průtok původního motoru Zetor a.s.. Pomocí průtoku původním motorem byla získána informace o množství oleje používaného k chlazení pístů. Dle úvah byl tento průtok navýšen na hodnotu, která umožňuje bezpečný provoz motoru. Dále byly určeny ostatní potřebné parametry oleje.

Prostřednictvím parametrů oleje byly vybrány konkrétní komponenty systému. V rámci návrhu a výběru komponentů byli kontaktováni přední distributoři prvků pro hydraulické obvody a měřící systémy. Firmy, které byly osloveny a následně bylo vybráno z jejich nabídky, jsou Hennlich, Danfoss, SCHMACHTL, Seall (přední distributor značky Parker) a Profess. Výběr komponentů byl podřízen ceně a provozní funkčnosti. K regulaci chlazení pístu byl zvolen škrťací ventil se stabilizací, ten umožní potřebný stabilní průtok pro experimentální zkoušky.

Následně byla vytvořena konstrukce samotného zařízení pro olejové hospodářství. Konstrukce byla podřízena požadavkům na malé rozměry a mobilitu celého zařízení. Pro systém bude dále potřeba vytvořit program řízení a správně nastavit jednotlivé komponenty. Všechny výstupní signály jsou analogové.

Výsledkem je systém, který lze při určité modifikaci aplikovat na jiné experimentální motory.



SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] RAUSCHER J.: Spalovací motory, Studijní opory, VUT FSI Brno, 2004
- [2] PEKÁREK, J.: Technologie oprav 1: T13 Mazání motorů, opravy, údržba, vlastnosti motorových olejů [online]. Střední škola technická a zemědělská, NOVÝ JIČÍN [cit. 2020-07-01]. ISBN: 978-80-88058-23-6. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/13.html>
- [3] VARCHOLA, Michal. Hydrostatické čerpadla. Bratislava: Edičné stredisko Slovenské vysoké školy technické, 1988
- [4] MELICHAR, Jan. Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [5] Truong, Dinh Quang, Ahn, Kyoung Kwan, Trung, N. T. and Lee, J. S. Performance analysis of a variable-displacement vane-type oil pump for engine lubrication using a complete mathematical model, 2013. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 10(227). 1414-1430. doi:10.1177/0954407013491896
- [6] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. Hydraulické stroje. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1992.
- [7] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. Hydraulické stroje: konstrukce a provoz. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02657-4.
- [8] BEROUN, Stanislav. Příslušenství pohonných jednotek. Liberec: Vys. škola stroj. a textil., 1983
- [9] TESAŘ, Miroslav, Ivo ŠEFCÍK a Univerzita Pardubice. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. s. [1a]. ISBN 80-7194-550-1.
- [10] Kolektiv techniků akciové společnosti ARGO-HYTOS s.r.o.: Čistota hydraulických kapalin. [online]. 2007. 22 s. [cit. 2020-04-05]. Dostupné z: <http://www.hazmioil.cz/pdf/ARGO.pdf>
- [11] PISTON COOLING JET WITH TRACKING BALL ORIFICE. USA. US 2010/0001103 A1. Přihlášeno Sep. 8, 2008. Uděleno Jan. 7, 2010. Dostupné také z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/26/bc/2a/f6ecfc0cb79e3f/US20100001103A1.pdf>
- [12] ZETOR a.s.. Dílenská příručka pro motory Zetor: 22.22.12.428, 2006. I - 100 - 2006. Brno.
- [13] RAUSCHER J.: Ročníkový projekt, VUT FSI Brno, 1996. ISBN 80-214-0780-8
- [14] Motor 3-fázové 380V 4kW - hydraulické čerpadlo. Hydrolider [online]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Motor-3-fazove-380V-4kW-hydraulicke-čerpadlo/14570
- [15] Frekvenční měnič 4kW V800-4T0040. Elektro-motor [online]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/frekvencni-menic-4kw-v800-4t0040/>
- [16] VLK, František. Paliva a maziva motorových vozidel. Brno: F. Vlk, 2006. ISBN 80-239-6461-5.



- [17] ŠKOPÁN, M.. Hydraulické pohony strojů. Elektronické skriptum VUT FSI Brno, 2009.
- [18] Trubicový ohřívač ROTKAPPE. HENNLICH s.r.o. [online]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/Direktheizsysteme/Badwaermer/Dokumente/cz_2019_Trubicove_ohrivace_ROTKAPPE.pdf
- [19] Deskový chladič oleje. VZH Ostrava, s.r.o. [online]. Dostupné z: <https://www.vyменiky-tepla.cz/deskovy-chladic-oleje/>
- [20] Deskový výměník tepla HCBP. HENNLICH s.r.o. [online]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/K%C3%BChlung_und_W%C3%A4rmetauscher/Plattenw%C3%A4rmetauscher/Dokumente/cz_Pajene_deskove_vyменiky_HCBP.pdf
- [21] DANFOSS S.R.O. AVQM-regulační ventil [online]. Dostupné z: <https://store.danfoss.com/cz/cs/Vyt%C3%A1p%C4%9Bn%C3%AD-a-d%C3%A1lkov%C3%A9-vyt%C3%A1p%C4%9Bn%C3%AD/Regul%C3%A1tory-tlaku-a-pr%C5%Aftoku/Regul%C3%A1tory-pr%C5%Aftoku-s-regula%C4%8Dn%C3%ADm-ventilem/AVQM/p/003H6739>
- [22] KADLEC, Karel, 2012. Indukční průtokoměr – princip, vlastnosti a použití. AUTOMA [online].(10).Dostupné z: http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/9933.pdf
- [23] Turbine Flow Meters. KRACHT [online]. Dostupné z: http://kracht.eu/uploads/tx_ttproducts/datasheet/TM_DE-GB-F_05-18_01.pdf
- [24] TKOTZ, Klaus, 2001. Fachkunde Elektrotechnik. Han-Gruiten (Germany): Verlag Europa-Lehrmittel, Nourney, Vollmer GmbH Co. ISBN 80-86706-00-1.
- [25] PROFESS, SPOL S.R.O. TE2-Kompaktní odporový teploměr [online]. Dostupné z: <https://www.profess.cz/dynamic/produkty/dokument/TE2.pdf>
- [26] PROFESS, SPOL S.R.O. PBSN-průmyslový převodník tlaku [online]. Dostupné z: <https://www.profess.cz/dynamic/produkty/dokument/PBSN.pdf>
- [27] PARKER HANNIFIN CORP. In-Line Pressure Compensated Valve-9PCM400S-V [online]. Dostupné z: <https://ph.parker.com/us/en/in-line-pressure-compensated-valve-pc-m-series/9pcm400s-v>
- [28] Pilot operated relief valve. HYDROMA [online]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/9/28/21384/data/006-10266n.pdf>
- [29] STAUFF Filtration technology. STAUFF [online]. Dostupné z: <http://www.stauff.eu/9/en/STAUFF-Catalogue-9-STAUFF-Filtration-Technology-English.pdf>
- [28] 30x30 aluminium profile. KJN [online]. Dostupné z: <https://www.aluminium-profile.co.uk/30x30-aluminium-profile-kjn990720>



PŘÍLOHY

Příloha 1: Výkres sestavy systému (001)

Příloha 2: Výkres sestavy rámu (002)

Příloha 3: Výkres sestavy nádrže (003)

Příloha 4: Tabulka přibližné cenové kalkulace

komponenta	množství	Celková cena
Turbínový průtokoměr TM 2,2 T R 320 V	1	28 086 Kč
Turbínový průtokoměr TM 1,1 T R 320 V	2	34 846 Kč
Turbínový průtokoměr TM 0,55 T R 320 V	1	29 310 Kč
Vyhodnocovací jednotka SD1-I-24	4	43 597 Kč
Trubicový ohřívač ROTKAPPE B-KB 315/0,4-230 Ws	2	7590 Kč
Tepelný výměník HCBP-B8THx20	1	3550 Kč
Převodník tlaku PBSN-1.1.B22.R.A1.14.02.2.3	1	3264 Kč
Teploměr TE2-1.8.1010.0020.0	6	12 312 Kč
Převodník pro odporový teploměr 2301-0001.0	6	6198 Kč
Kabel M12 4-pin konektor, nerez, 5m	7	2577 Kč
Stabilizovaný zdroj 24 V, Proud 0,5 A	7	5747 Kč
Filtr MAHLE HC6	1	630 Kč
Regulace průtoku vody AVQM Danfoss	1	13 196 Kč
Škrtící ventil pro regulaci oleje se stabilizací tl. spádu	1	3641 Kč
Pojistný ventil, nepřímo řízený	1	2298 Kč
Sestava čerpadlo-elektromotor	1	11 990 Kč
Frekvenční měnič 4kW V800-4T0040	1	6188 Kč
Hliníkový profil KJN 30x30x450	4	424 Kč
Hliníkový profil KJN 30x30x600	11	1474 Kč
Hliníkový profil KJN 30x30x900	4	760 Kč
Pojezdová kola 125mm KJN	4	5452 Kč
Rukojeť KJN	2	1044 Kč
Sací filtr STR1001SG1M60	1	280 Kč



Olejoznak GANTER	1	551 Kč
Odvětrávací zátka GANTER	1	393 Kč
Rychlospojka Parker BH6-60-BSPP	1	760 Kč
Rychlospojka Parker BH8-60-BSPP	1	822 Kč
Přívodka 400 V/32 A	1	489 Kč
Rozvodná skříň SEC	1	629 Kč
Bezpečnostní tlačítko	1	906 Kč
Odhadovaná cena nádrže (materiál + práce svářeče)	1	12 000 Kč

Odhadovaná celková cena bez DPH je 239 724 Kč.