



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO STATICKÉ A CYKLICKÉ NAMÁHÁNÍ CHLADIČŮ TLAKEM

DESIGN OF TESTING RIG FOR STATIC AND CYCLIC STRESS BY PRESSURE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAKUB GERÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Gerák

který/která studuje v magisterském navazujícím studijním programu

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

v anglickém jazyce:

Design of testing rig for static and cyclic stress by pressure

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zařízení je určeno pro testování kompresorových chladičů na statické a dynamické tlakové zatížení. Tlakové zatížení je generováno prostřednictvím kapaliny, která je pod tlakem vháněna do chladiče. Zařízení má pracovat ve 3 operačních režimech: statický hydrotest, test do destrukce a cyklický test.

Základní technické parametry:

Medium: Hydraulický olej

Max. tlak (statické testy): 4 / 20 MPa

Max. tlak (cyklický test): 1,6 MPa

Objem testovacího vzorku: 5-50l

Testovací zařízení a všechny navržené komponenty musí splňovat nařízení vlády o tlakových zařízeních.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce bude obsahovat:

1. Rešerši vyráběných zařízení tohoto typu
2. Koncepční návrh zařízení včetně hydraulického schématu a výkonových výpočtů
3. Návrh všech komponent pro hydraulický okruh (tlakové čerpadlo, ventily, hadice atd.)
4. Koncepční návrh logiky ovládání

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. Firemní literatura

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 29.10.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že předloženou diplomovou práci jsem zpracoval samostatně, pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. Prohlašuji, že citace použitých zdrojů je úplná.

V Brně dne 28.5.2015

.....

podpis

Poděkování

Tímto chci poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., který obětoval svůj čas, aby tato práce mohla být vypracována. Dále chci poděkovat Ing. Přemyslu Poláškovvi a Ing. Milanu Klechovi za jejich čas věnovaný při konzultacích. Také děkuji své rodině za podporu při studiu.

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem. Cílem práce je zjistit potřebné parametry testovaných chladičů a na základě získaných dat navrhnout hydraulický okruh včetně parametrů jednotlivých komponentů a pohonů. Dále pak navrhnout logiku řízení potřebnou pro návržení řídicího systému.

Klíčová slova: chladič, test, tlak, zubový hydrogenerátor, řízení

Abstrakt

This diploma thesis describes the design of equipment for static and cyclic loading of coolers by pressure. The aim is to first identify the necessary parameters from the tested coolers. Then, based on the obtained data, design the hydraulic circuit, including the parameters of individual components and motors, followed by the design the control logic, which is required for designing the control system.

Key words: cooler, test, pressure, gear pump, control

Bibliografická citace

GERÁK, J. *Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 94 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Obsah

Zadání.....	2
Čestné prohlášení	4
Poděkování.....	5
Abstrakt	6
Bibliografická citace	7
Obsah.....	8
1 Úvod	11
2 Vyráběná zařízení tohoto druhu	12
2.1 Příklady vyráběných hydrostatických testovacích zařízení.....	12
2.2 Příklady cyklických tlakových testovacích zařízení.....	14
3 Testované chladiče	16
3.1 Popis testovaných chladičů.....	16
3.2 Zkouška roztažnosti chladičů	16
3.2.1 Zvolená metoda měření roztažnosti chladiče	17
3.2.2 Postup měření roztažnosti chladiče	17
3.3 Výpočet roztažnosti chladiče.....	19
3.3.1 Příklad výpočtu roztažnosti	19
4 Stanovení průtoku oleje pro cyklický test 2	24
5 Hydraulický okruh.....	27
5.1 Komponenty hydraulického okruhu	30
5.1.1 Hlavní hydrogenerátor	30
5.1.2 Hydraulický rozvaděč.....	31

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

5.1.3	Proporcionální tlakový ventil	32
5.1.4	Hydraulický akumulátor	34
5.1.5	Pojistné ventily	35
5.1.6	Snímače tlaku	37
5.1.7	Olejové nádrže	38
5.2	Pracovní kapalina	39
6	Simulace hydraulického okruhu	40
6.1.1	Simulace hydraulického okruhu	42
6.2	Výsledek simulace cyklického testu	44
6.2.1	Simulace testu do destrukce	45
7	Návrh pohonu hydrogenerátorů	46
7.1	Výpočet pohonu hlavního hydrogenerátoru	46
7.2	Výpočet pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru	49
7.3	Volba pohonů	51
8	Kontrola oteplování hydraulického okruhu	54
8.1	Výpočet oteplení hydraulického okruhu pro test 2	54
8.1.1	Ustálená teplota hydraulického obvodu	56
8.1.2	Průběh oteplování hydraulického okruhu	57
9	Konstrukce testovacího zařízení	59
10	Návrh logiky řízení	62
10.1	Řízení pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru	66
10.2	Řízení motoru 3	67
10.3	Pracovní režimy	67

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

10.3.1	Test 1 - Statický test	68
10.3.2	Test 2 - Cyklický test.....	70
10.3.3	Test 3 - Test do destrukce.....	72
10.3.4	Režim plnění chladiče	74
10.3.5	Servisní režim.....	76
10.4	Signalizace zanesení filtrů	77
Závěr.....		79
Seznam použité literatury		80
Seznam použitých symbolů a zkratk		82
Seznam výkresové dokumentace		85
Seznam příloh.....		86
Přílohy		87

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

1 Úvod

Kontrola těsnosti a odolnosti při působení provozního tlaku je u složitějších komponentů, jako jsou kompresorové chladiče, důležitou součástí výrobního procesu i vývoje.

Nejspolehlivějším a často používaným způsobem kontroly těsnosti pneumatických či hydraulických zařízení a komponentů je testování tlakem.

Hydrostatickým testem, při kterém je testovaný vzorek vystaven provoznímu nebo mírně zvýšenému tlaku, mohou být kontrolovány komponenty určeny k další výrobě. Tímto testem nedojde, v případě vyhovující součásti, k poškození. Testy do destrukce a cyklické testy jsou používány pro kontrolu při vývoji nebo u vybraných kusů z výroby. Po těchto testech není možné součásti dále využívat ve výrobě.

Cílem této práce je navrhnout testovací zařízení, které bude umožňovat všechny požadované testy kompresorových chladičů. Chladiče mají být testovány hydrostatickým testem, testem do destrukce a cyklickým testem. Cyklické testování tlakem spočívá v opakovaném vystavování testované součásti běžnému provoznímu tlaku, které takto simuluje dlouhodobé cyklické namáhání ve skutečném provozu. Jeden tento test se bude nejčastěji skládat z jednoho milionu cyklů.

Zařízení bude pro testování využívat hydraulický olej, který umožňuje použití standartních průmyslových hydraulických komponentů.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

2 Vyráběná zařízení tohoto druhu

Tlaková testovací zařízení jsou v praxi používána ke kontrole vyráběných produktů, jako součást výrobního procesu, nebo pro zkoušky nově vyvinutých či upravovaných komponentů. Zkoušky cyklickým namáháním jsou zpravidla prováděny u dílů, které nejsou dále užity ve výrobě a po testování jsou vyřazeny. Při běžném výrobním procesu jsou ve většině případů pro kontrolu užívány pouze hydrostatické zkoušky.

2.1 Příklady vyráběných hydrostatických testovacích zařízení

Hydrostatické zařízení pro testování hydraulických hadic



Obr.1 Hydrostatické zařízení pro testování hydraulických hadic [4]

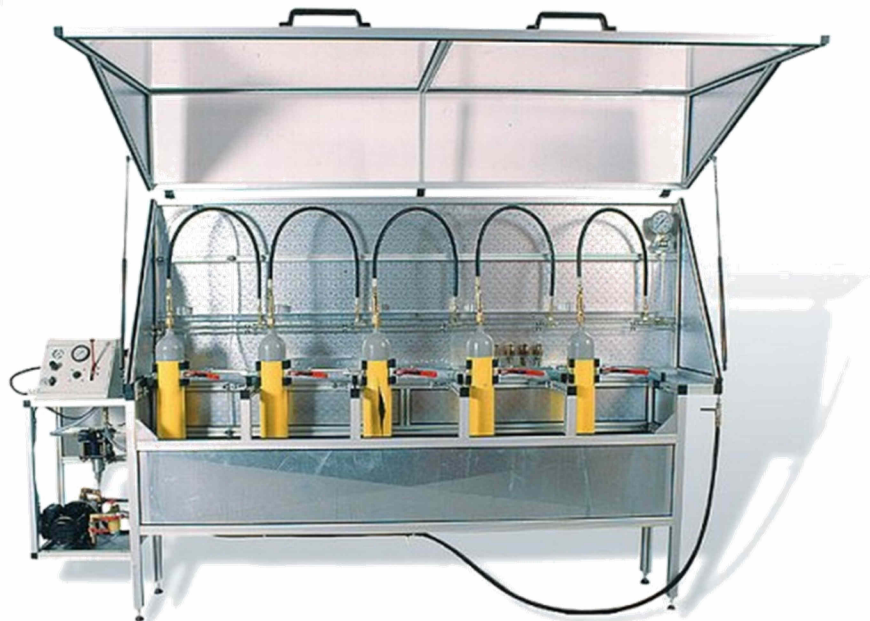
Zařízení je určeno pro hydrostatické testování hydraulických hadic. Z bezpečnostních důvodů je zařízení opatřeno krytováním.

Výrobce:	PARKER
Označení:	TH5-3-BM
Testovaná součást:	hydraulické hadice
Testovací tlak:	12 až 145 MPa
Druh regulace:	manuální
Testovací náplň:	emulze (olej/voda)
Objem nádrže:	100 litrů

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Hydrostatické zařízení pro testování tlakových lahví



Obr.2 Hydrostatické zařízení pro testování tlakových lahví [5]

Výrobce:	TUSAN
Označení:	TGH 500
Testovaná součást:	ocelové nebo hliníkové tlakové láhve
Testovací tlak:	0 až 50 MPa
Testovací náplň:	voda

Zařízení je určeno pro hydrostatické testování ocelových nebo hliníkových tlakových lahví. Láhve jsou v zařízení pevně upevněny a připojeny pomocí vysokotlakých hadic. Plnění lahví je zajištěno elektricky poháněným čerpadlem. Samotné tlakování je prováděno pomocí vysokotlaké vodní pumpy poháněné pneumatickým motorem. Z bezpečnostních důvodů je zařízení opatřeno krytváním.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Zařízení pro hydrostatické testování plastických nádrží



Obr.3 Zařízení pro hydrostatické testování plastických nádrží [6]

Výrobce:	TEVAS
Testovaná součást:	plastové nádrže
Testovací tlak:	až 12 MPa

2.2 Příklady cyklických tlakových testovacích zařízení

Zařízení pro testování pulzními tlaky v kapalině

Zařízení je určeno pro cyklické testování kapalinových chladičů. Testovaný vzorek je opakovaně vystavován nastavenému tlaku pomocí ovládacího pístu.

Výrobce:	RAIV S.R.O.
Testovaná součást:	kapalinové chladiče
Testovací tlak:	10 kPa až 500 kPa
Frekvence cyklování:	0,2 Hz až 1,25 Hz
Rozsah teploty pracovní kapaliny:	40°C až 140°C

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.4 Zařízení pro testování pulzními tlaky v kapalině [7]

Zařízení pro dlouhodobé testování armatur statickým a dynamickým tlakem



Obr.5 Zařízení pro dlouhodobé testování armatur statickým a dynamickým tlakem [6]

Výrobce:	TEVAS
Testovaná součást:	armatury
Testovací tlak:	1 MPa až 12 MPa

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

3 Testované chladiče

3.1 Popis testovaných chladičů

Kompresorové chladiče, pro které je testovací zařízení určeno, slouží pro odvod přebytečného tepla ze stlačeného vzduchu, chladicího oleje nebo chladicí vody. Chladiče jsou lamelové, svařované z hliníkových profilů.

Stlačený vzduch je ochlazován na výstupu z kompresoru. U dvoustupňového kompresoru je vzduch ochlazován i mezi prvním a druhým stupněm stlačování pro zvýšení účinnosti stroje.

Chladicí olej je vstřikován do vzduchu před vstupem do kompresoru. Během komprese je teplo odváděno do rozptýleného oleje. Ohřátý olej je následně odseparován od vzduchu a ochlazen předáním tepla do chladiče.

Voda je použita pro chlazení těla kompresoru. Přebytečné teplo je z vody následně odvedeno do chladiče. Samotné chladiče jsou ochlazovány proudem vzduchu od lopatkového ventilátoru.

Technické parametry:

Objem:	1,45 až 44,3 litrů
Maximální provozní tlak:	do 1,6 MPa
Maximální provozní teplota:	>100°C

3.2 Zkouška roztažnosti chladičů

Pro určení úbytku tlakového oleje při jednom testovacím cyklu je zjištěna roztažnost chladičů. Všechny používané chladiče mají stejnou konstrukci. Předpokládá se tedy, že roztažnost chladičů je přibližně přímo úměrná jejich objemu.

Pro zkoušku roztažnosti je volen dvojitý chladič, skládající se z olejového chladiče (chladič 1) a vzduchového chladiče (chladič 2).

Objem olejového chladiče	2,46 litrů
Objem vzduchového chladiče	1,45 litrů

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

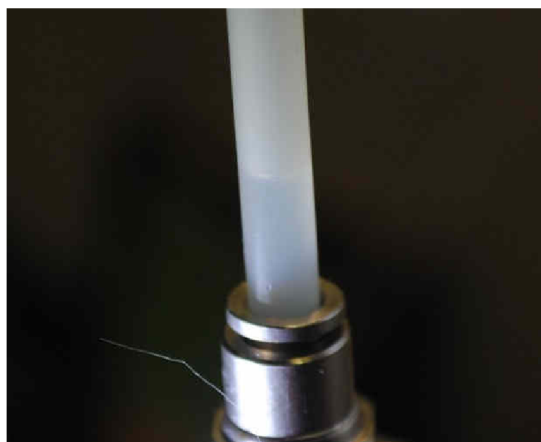
3.2.1 Zvolená metoda měření roztažnosti chladiče

Chladič je naplněn vodou a následně odvzdušněn aby, nedocházelo ke zkreslení z důvodu stlačitelnosti neznámého množství zbytkového vzduchu. Důkladného odvzdušnění je dosaženo připojením podtlakové pumpy s absolutním tlakem 14,2 kPa. Snížením tlaku je dosaženo přibližně sedminásobného zvýšení objemu zbytkového vzduchu, jeho uvolnění ze stěn chladiče a následné nahrazení vodou.

Po zaplnění vodou je chladič připojen k průhledné hadici s vnitřním průměrem 4 mm. Hadice je umístěna do vertikální polohy a zaplněna vhodným množstvím vody tak, aby vodní hladina sloužila při roztažení chladiče jako měřitelná veličina. Výška vodního sloupce v hadici je nastavena co nejnižší, aby docházelo k minimální chybě měření, která může vzniknout z důvodu roztažnosti hadice, ale zároveň dostatečně vysoká, aby nedošlo k poklesu hladiny mimo hadici a vniknutí vzduchu do chladiče. Opačný konec hadice je připojen ke zdroji tlakového vzduchu s možností volby hodnoty tlaku. Paralelně je také připojen kalibrovaný tlakový převodník MSD 25 BRE, pro přesnější měření hodnoty tlaku.

3.2.2 Postup měření roztažnosti chladiče

Před zahájením měření je zaznamenána poloha vodní hladiny v hadici. Následně je zvýšen tlak v chladiči přibližně o 50 kPa. Jsou zaznamenány hodnoty tlaku z měřícího zařízení a pokles hladiny v hadici. Tento postup je opakován při zvyšování tlaku pro jednotlivá měření o 50 kPa, po dosažení tlaku 300 kPa je tlak pro jednotlivá měření zvyšován o přibližně 100 kPa. Měření je ukončeno při dosažení tlaku 1000 kPa z důvodu omezeného zdroje tlakového vzduchu. Toto měření je třikrát opakováno pro oba chladiče.



Obr.6 Vodní hladina v hadici při tlaku 998 kPa

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Použité měřicí zařízení

Digitální tlakoměr: Greisinger GMH 3111

Tlakový převodník: Greisinger MSD 25 BRE 0 MPa až 2,5 MPa

Podmínky při měření chladiče 1

Datum měření: 19. 9. 2014

Místo: IR Uničov; testovací komora CAT6

Teplota okolního vzduchu: 21 °C

Atmosférický tlak: 98,8 kPa

Naměřené hodnoty

Tab.1 Naměřené hodnoty tlaku a poklesu hladiny na chladiči 1

Přibližná požadovaná hodnota tlaku [kPa]	Měření 1		Měření 2		Měření 3	
	Naměřená hodnota tlaku [kPa]	Pokles hladiny [mm]	Naměřená hodnota tlaku [kPa]	Pokles hladiny [mm]	Naměřená hodnota tlaku [kPa]	Pokles hladiny [mm]
50	45	16	46	12	45	12
100	80	26	99	24	97	24
150	143	41	149	34	151	34
200	199	53	199	44	200	44
250	255	63	250	54	249	53
300	295	70	300	63	299	61
400	400	89	404	81	401	78
500	501	107	500	97	499	95
600	599	124	599	113	597	111
700	690	139	693	129	694	127
800	785	155	785	144	797	144
900	885	171	888	160	892	160
1000	984	187	990	177	985	174

Podmínky při měření chladiče 2

Datum měření: 25. 9. 2014

Místo: IR Uničov; testovací komora CAT6

Teplota okolního vzduchu: 20 °C

Atmosférický tlak: 98,7 kPa

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Tab.2 Naměřené hodnoty tlaku a poklesu hladiny na chladiči 2

Přibližná požadovaná hodnota tlaku [kPa]	Měření 1		Měření 2		Měření 3	
	Naměřená hodnota tlaku [kPa]	Pokles hladiny [mm]	Naměřená hodnota tlaku [kPa]	Pokles hladiny [mm]	Naměřená hodnota tlaku [kPa]	Pokles hladiny [mm]
50	46	9	49	9	50	9
100	95	17	97	15	92	14
150	155	24	148	22	148	21
200	195	29	193	28	198	26
250	245	35	243	33	246	31
300	301	41	297	39	302	37
400	390	50	402	50	393	47
500	493	60	499	59	489	56
600	589	70	589	68	596	66
700	695	79	685	77	695	76
800	795	89	790	87	790	85
900	893	99	881	95	895	95
1000	992	107	1002	106	998	104

3.3 Výpočet roztažnosti chladiče

Roztažnost chladiče je určena z objemu vody natlačené do chladiče a tlaku působícího na chladič. Od objemu vody natlačené do chladiče je nutno odečíst úbytek objemu kapaliny způsobený její stlačitelností. Pro zpřesnění výsledků je k naměřenému tlaku přičten hydrostatický tlak způsobený sloupcem vody v hadici.

3.3.1 Příklad výpočtu roztažnosti

Všechny naměřené hodnoty jsou použity ve výpočtu provedeném v programu Microsoft Excel. Jako ukázka postupu jsou uvedeny výpočty pro naměřené hodnoty z prvního měření chladiče 2, pro zvolenou hodnotu tlaku 50 kPa.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Výpočet tlaku působícího na chladič 2

Celková hodnota tlaku působícího na chladič je určena jako součet naměřeného tlaku od přivedeného vzduchu a hydrostatického tlaku od vodního sloupce v hadici. Z důvodu rozdílné výšky vodního sloupce v hadici při změně tlaku musí být hodnota hydrostatického tlaku spočítána pro každou naměřenou hodnotu tlaku.

$$p_{c211} = p_{m211} + (h_{21} - h_{211}) \cdot \rho_v \cdot g \quad (1)$$

$$p_{c211} = 46000 + (0,2 - 0,009) \cdot 997 \cdot 9,81$$

$$p_{c211} = 47868 \text{ Pa}$$

p_{c211} [Pa] – tlak působící na chladič 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa

p_{m211} [Pa] – tlak naměřený při měření chladiče 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa

h_{21} [mm] – výška vodního sloupce vůči poloze chladiče, pro měření chladiče 2, měření 1

h_{211} [mm] – pokles hladiny při měření chladiče 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa

ρ_v [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] – hustota vody

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – tíhové zrychlení

Výpočet změny objemu vody v chladiči z důvodu působení tlaku [3]

$$\Delta V_{vs211} = \frac{p_{c211} \cdot V_{c2}}{K_v} \quad (2)$$

$$\Delta V_{vs211} = \frac{47868 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^9}$$

$$\Delta V_{vs211} = 3,305 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$$

ΔV_{vs211} [m^3] – změna objemu vody stlačením, v chladiči 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa

V_{c2} [m^3] – objem chladiče 2

K_v [Pa] – modul objemové stlačitelnosti vody

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Výpočet celkové změny objemu vody v chladiči

Celková změna objemu vody je určena z poklesu výšky vodního sloupce v hadici.

$$\Delta V_{v211} = \frac{\pi \cdot d_H^2 \cdot h_{211}}{4} \quad (3)$$

$$\Delta V_{v211} = \frac{\pi \cdot 0,004^2 \cdot 0,009}{4}$$

$$\Delta V_{v211} = 11,310 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$$

ΔV_{v211} [m³] – celková změna objemu vody v chladiči 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa

d_H [m] – vnitřní průměr hadice

h_{211} [mm] – pokles hladiny při měření chladiče 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa

Výpočet změny objemu chladiče

Změna objemu chladiče je stanovena jako rozdíl mezi celkovou změnou objemu vody v chladiči a změnou objemu vody z důvodu působení tlaku.

$$\Delta V_{c211} = \Delta V_{v211} - \Delta V_{vs211} \quad (4)$$

$$\Delta V_{c211} = 11,310 \cdot 10^{-8} - 3,047 \cdot 10^{-8}$$

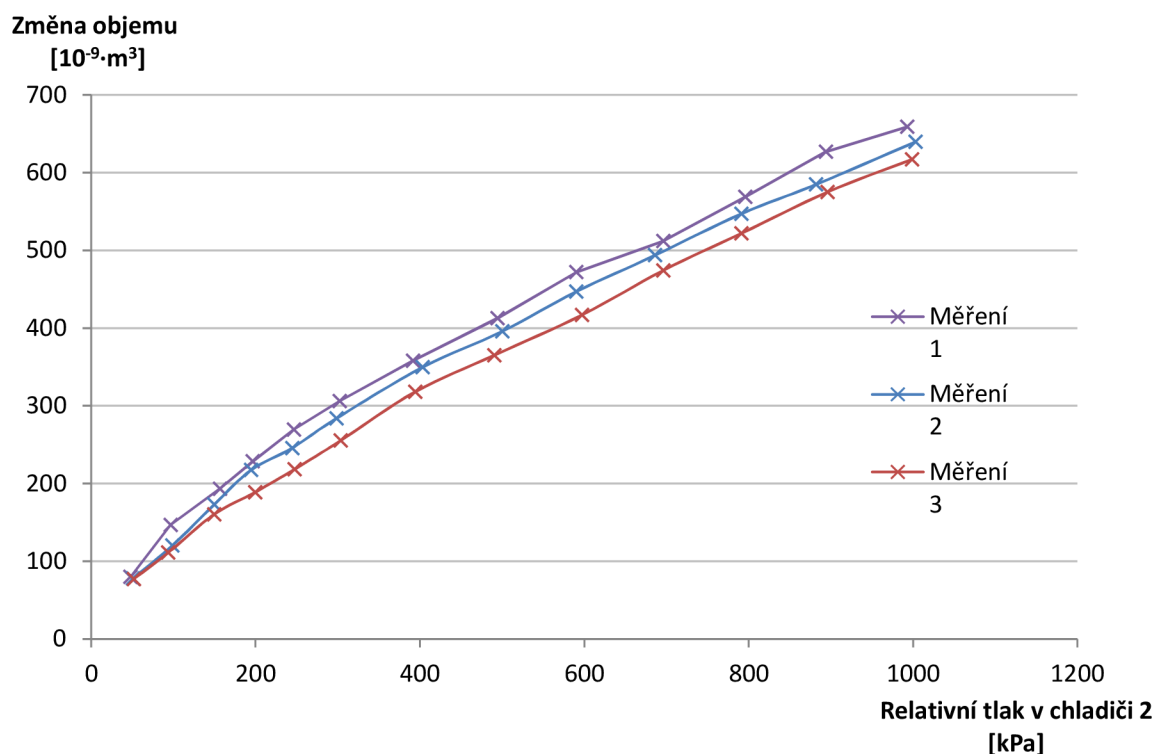
$$\Delta V_{c211} = 8,236 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$$

ΔV_{c211} [m³] – zvýšení objemu chladiče 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa

ΔV_{vs211} [m³] – změna objemu vody stlačením v chladiči 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.7 Graf závislosti změny objemu chladiče 2 na působícím tlaku

Interpretace výsledku měření

Po opakovaném měření dochází ke snížení změny objemu při natlakování, tedy se zvyšuje celková tuhost chladiče. Toto chování měřeného vzorku, může být způsobeno:

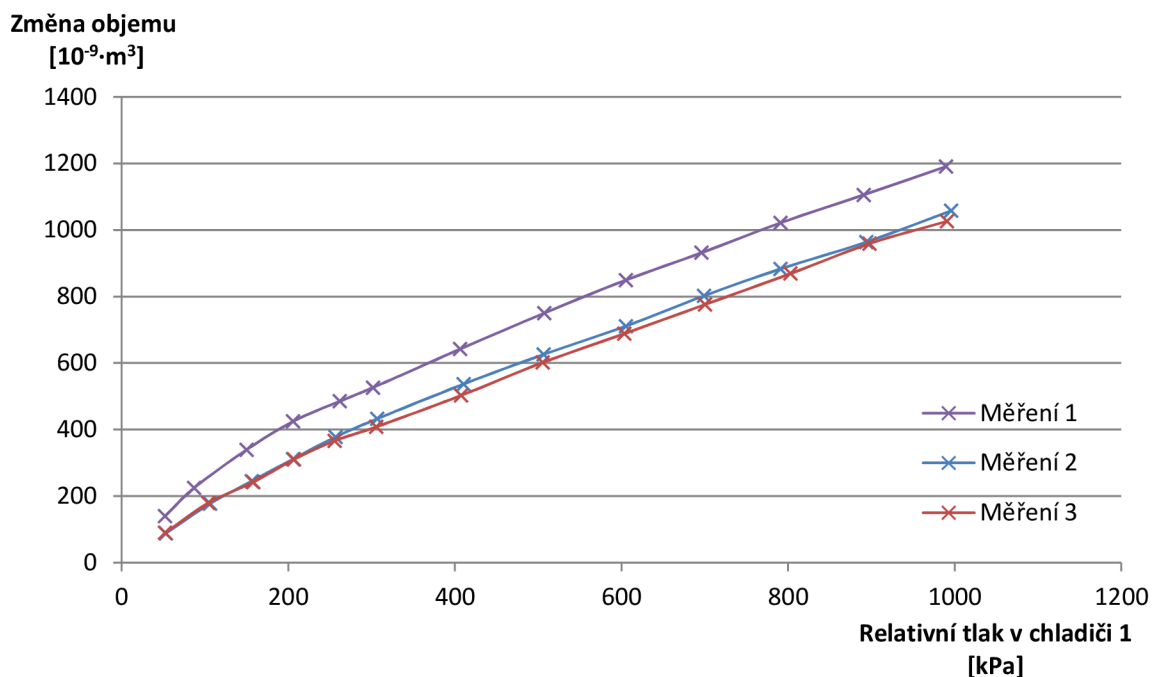
1. Důsledkem postupného vymezení vůlí mezi stěnami chladiče a žebrováním. Měřený chladič je nový, zatím nepoužitý díl.
2. Zbytkovým vzduchem, který je postupně navázán při vysokém tlaku do vody zbavené navázaných plynů předcházejícím vakuováním.

Pro přesné určení důvodu tohoto chování chladiče je nutno provést velké množství měření, v ideálním případě s použitím různých druhů testovacího média, např. technického lihu nebo oleje.

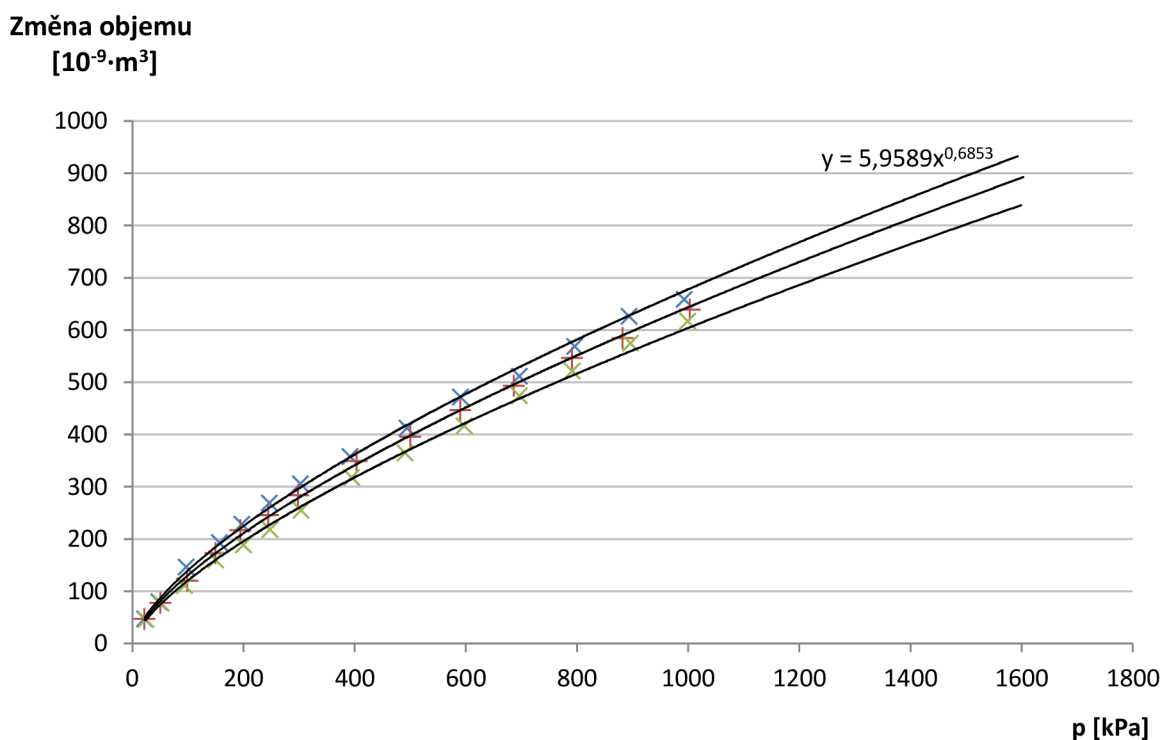
Měření roztažnosti chladiče 1 bylo provedeno z technických důvodů až po měření chladiče 2. Po prvním měření chladiče 1 byl chladič opakovaně natlakován bez měření. Následně bylo provedeno měření 2 a 3. Hodnoty z měření 2 a 3 se od sebe liší výrazně méně, než tomu bylo u měření chladiče 2, tedy bez předchozího opakovaného tlakování. Z tohoto faktu lze usoudit, že zvyšující se tuhost chladiče bude po cyklickém tlakování odstraněna úplně.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.8 Graf závislosti změny objemu chladiče 1 na působícím tlaku



Obr.9 Graf závislosti změny objemu chladiče 2 na působícím tlaku, proložený mocninnou křivkou v programu Microsoft Excel

Pro určení objemu kapaliny, potřebné pro stanovení průtoku testovacího zařízení, je podstatná pouze maximální změna objemu chladiče. Zařízení je určeno k testování zejména nových dílů.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

4 Stanovení průtoku oleje pro cyklický test 2

Pro určení potřebného průtoku hydraulické kapaliny hlavním hydrogenerátorem je nutné zjistit úbytek tlakové kapaliny při jednom cyklu. Tento objem je stanoven jako součet změny objemu chladiče (roztlačnost chladiče při natlakování) a objemu hydraulické kapaliny, který je do testovaného vzorku nutno doplnit z důvodu její stlačitelnosti.

Výpočet předpokládané změny objemu chladiče 2 při maximálním testovacím tlaku

Při výpočtu je použita rovnice proložené mocninné křivky pro měření 1 (viz. obr. 9). Do rovnice musí být dosazeny hodnoty tlaku v jednotkách shodnými s jednotkami použitými v grafu.

$$\Delta V_{c2max} = 5,9589 \cdot p_{c2max}^{0,6853} \quad (5)$$

$$\Delta V_{c2max} = 5,9589 \cdot 1600^{0,6853}$$

$$\Delta V_{c2max} = 935,3 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

ΔV_{c2max} [m³] – předpokládaná změna objemu chladiče 2, pro maximální testovací tlak
 p_{c2max} [kPa] – maximální tlak v chladiči při testu 2

Výpočet změny objemu hydraulické kapaliny při působení tlaku [3]

$$\Delta V_{OS} = \frac{10^3 \cdot p_{c2max} \cdot V_{c2}}{K_O} \quad (6)$$

$$\Delta V_{OS} = \frac{10^3 \cdot 1,6 \cdot 10^3 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3}}{1,4 \cdot 10^9}$$

$$\Delta V_{OS} = 1,66 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

ΔV_{OS} [m³] – maximální změna objemu hydraulické kapaliny při testu 2

p_{c2max} [kPa] – maximální tlak v chladiči při testu 2

V_{c2} [m³] – objem chladiče 2

K_O [Pa] – modul objemové stlačitelnosti hydraulického oleje

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Jako testovací kapalina je použit minerální hydraulický olej. Pro výpočet změny objemu kapaliny při působení tlaku je nutno znát její modul objemové stlačitelnosti. Minerální oleje mají modul objemové stlačitelnosti 1,4 GPa až 1,8 GPa [2]. Pro výpočet je použita nejnižší hodnota tohoto rozsahu, při které dochází k nejvyšší změně objemu kapaliny.

Výpočet celkového objemu úbytku hydraulické kapaliny při jednom cyklu

$$\Delta V_O = \Delta V_{OS} + \Delta V_{c2max} \quad (7)$$

$$\Delta V_O = 1,66 \cdot 10^{-6} + 0,935 \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta V_O = 2,595 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

ΔV_O [m³] – celkový úbytek kapaliny pro jeden cyklus při testu 2

ΔV_{OS} [m³] – maximální změna objemu hydraulické kapaliny při testu 2

ΔV_{c2max} [m³] – předpokládaná změna objemu chladiče 2, pro maximální testovací tlak

Předpokládaný úbytek hydraulické kapaliny pro největší objem testovaného vzorku

Vzhledem obdobné konstrukci všech chladičů se předpokládá, že jejich roztažnost je úměrná jejich objemu.

$$\Delta V_{Omax} = \frac{\Delta V_O \cdot V_{cmax}}{V_{c2}} \quad (8)$$

$$\Delta V_{Omax} = \frac{2,595 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{1,45 \cdot 10^{-3}}$$

$$\Delta V_{Omax} = 89,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

ΔV_{Omax} [m³] – úbytek kapaliny za jeden cyklus při největší objem testovaného vzorku

V_{cmax} [m³] – největší objem testovaného chladiče

V_{c2} [m³] – objem chladiče 2

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Výpočet průtoku hlavního hydrogenerátoru

Průtok je stanoven z navrhované frekvence cyklování 2 Hz a předpokládaného úbytku kapaliny při jednom cyklu. Objem kapaliny pro jeden cyklus je navýšen o přibližně 12%, tedy z 89,5 cm³ na 100 cm³, jako rezerva pro případ nedostatečného odvzdušnění testovaného vzorku.

$$Q_{HG12} = \Delta V_{OR} \cdot f_C \quad (9)$$

$$Q_{HG12} = 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 2$$

$$Q_{HG12} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Q_{HG12} [m³·s⁻¹] – požadovaný průtok hlavního hydrogenerátoru při testu 2

ΔV_{OR} [m³] – objem kapaliny pro jeden cyklus při testu 2, s rezervou pro zavzdušnění

f_C [Hz] – navrhovaná frekvence cyklování

Skutečné charakteristiky chladičů velkých rozměrů je možné zjistit pouze na základě jejich měření. Objem kapaliny potřebný pro jeden cyklus u největšího rozměru chladiče vychází z předpokladu, že je úměrní velikosti chladiče. V případě, že je tento předpoklad chybný, je možné že, chladiče velkých rozměrů mají vyšší než předpokládanou roztažnost. V takovém případě je možné snížit frekvenci cyklování až na 1 Hz, což je stále v rozsahu zadání této diplomové práce. Snížením frekvence je možné dosáhnout vyššího objemu tlakové kapaliny použitého při jednom cyklu.

Diplomová práce

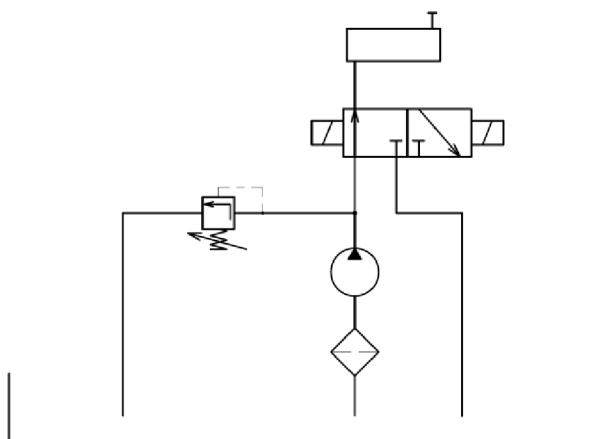
Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

5 Hydraulický okruh

Jako zdroj tlakové kapaliny je u hydrostatických i cyklického testu použit zubový hydrogenerátor. Pro možnost cyklování je použit hydraulický rozvaděč.

Základní princip funkce hydraulického okruhu při cyklickém testu

Základní myšlenkou, jak střídavě tlakovat a odtlakovávat testovaný chladič, je pomocí hydraulického rozvaděče. Nezbytnou součástí tohoto řešení je i tlakový ventil, který reguluje tlak a zároveň přepouští přebytečnou hydraulickou kapalinu zpět do nádrže v době, kdy je chladič vypouštěn. Schéma základní funkce je vyobrazeno na obrázku 10.



Obr.10 Základní návrh hydraulického okruhu

Toto jednoduché konstrukční řešení má velké nevýhody. Hlavní nevýhodou je, že velká část vstupující energie není využita pro samotné testování, navíc je tlakový ventil neustále namáhán a opotřebováván.

Možným řešením tohoto problému je přidání hydraulického akumulátoru do okruhu. V době odtlakování chladiče je tlaková kapalina shromažďována v hydraulickém akumulátoru. Při následovném tlakování chladiče je shromážděná kapalina využita k rychlejšímu plnění chladiče.

Je vyžadováno testování chladičů o velkém rozsahu objemu. Aby nedocházelo k příliš velkým ztrátám energie při testování chladičů s menším objemem, je nezbytné regulovat průtok kapaliny hydrogenerátorem.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Pro možnost regulace průtoku je volen pohon hydrogenerátoru řízen frekvenčním měničem. Toto řešení umožňuje velice přesnou regulaci průtoku, takže je možné předpokládat, že při cyklickém testu lze vyřadit z provozu tlakový ventil a tlak v okruhu regulovat pouze průtokem hydrogenerátoru. Tlakový ventil je možné při tomto testu nadále využít jako pojistný, aby nemohlo dojít k významnému překročení požadovaného testovacího tlaku.

Základní princip funkce hydraulického okruhu při hydrostatickém testu

U hydrostatického testu je chladič natlakován a tato hodnota tlaku je udržována po stanovenou dobu. Tlak v okruhu je nastaven pomocí tlakového ventilu.

Aby hydrogenerátor nemusel být v činnosti po celou dobu testu, je využit hydraulický akumulátor jako zásobník tlakové kapaliny. Do hydraulického okruhu je tedy zařazen zpětný ventil, který zajišťuje, aby se tlaková kapalina nevracela zpět přes zastavený hydrogenerátor.

Základní princip funkce hydraulického okruhu při testu do destrukce

Při testu do destrukce je v testované součásti postupně zvyšován tlak, dokud nedojde k její destrukci nebo pokud není dosaženo maximálního dosaženého testovacího tlaku.

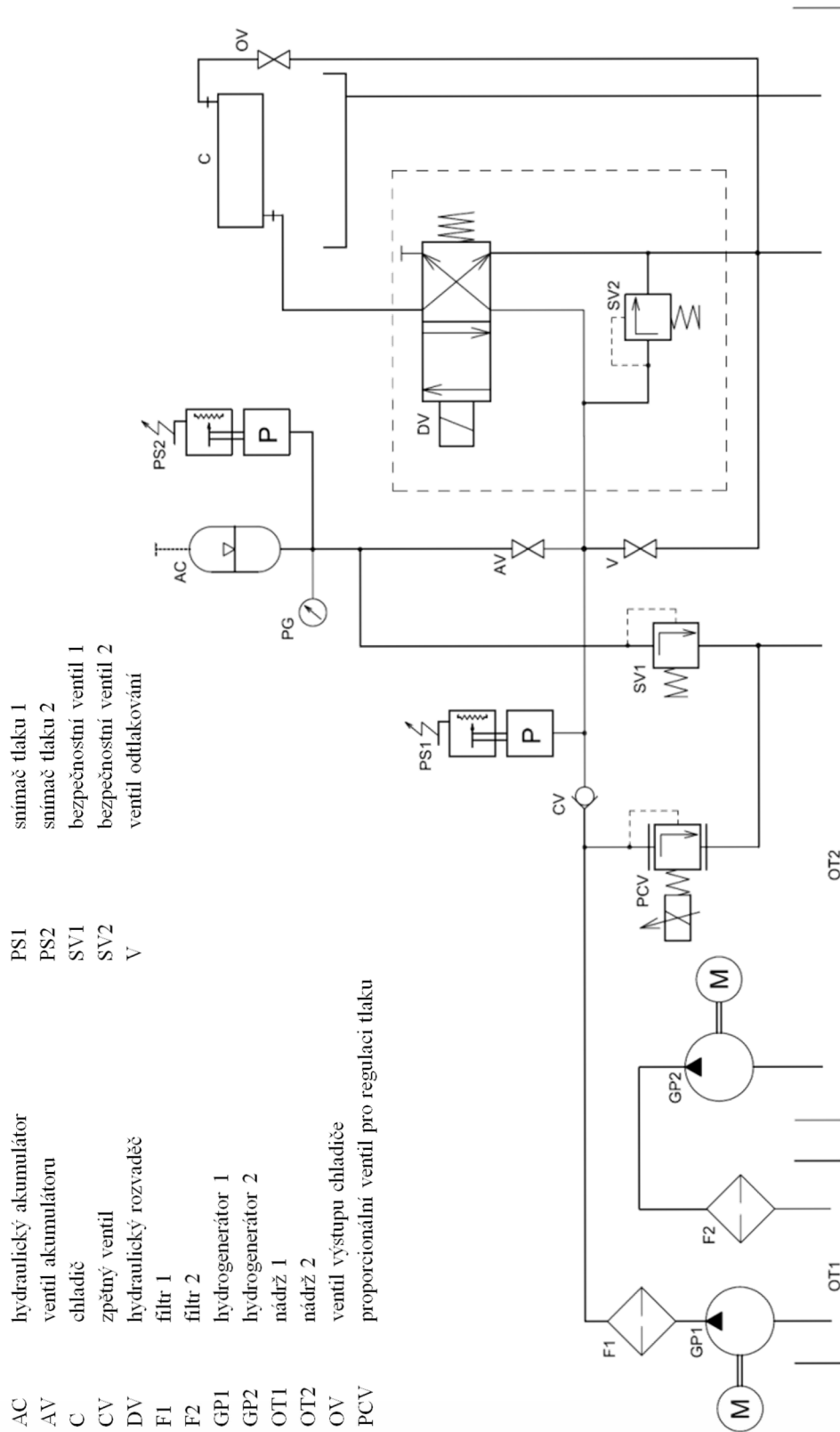
Pro snížení akumulace tlakové energie v testovacím okruhu a tím zvýšení bezpečnosti je během tohoto testu od okruhu odpojen hydraulický akumulátor. Odpojená část okruhu je dále jištěna pojistným ventilem, nastaveným na hodnotu tlaku odpovídající maximální testovací hodnotě při hydrostatickém testu 4 MPa. Zbylá část okruhu je jištěna dalším pojistným ventilem, na tlak odpovídající maximálnímu dovolenému testovacímu tlaku při testu do destrukce, a to 20 MPa.

Filtrace hydraulického okruhu

Veškerý použitý hydraulický olej je sveden do olejové nádrže 2. Následně je olej přečerpáván přečerpávacím hydrogenerátorem přes nízkotlaký filtr do nádrže 1. Z nádrže 1 je olej čerpán hlavním hydrogenerátorem, kdy před vstupem do hydraulického okruhu je olej znovu filtrován ve vysokotlakém filtru.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.11 Schéma hydraulického okruhu

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

5.1 Komponenty hydraulického okruhu

Všechny díly testovacího zařízení jsou vybrány tak, aby mohli být vyrobeny nebo dodány standartními dodavateli firmy Ingersoll Rand Uničov. Výjimkou jsou některé hydraulické komponenty, které jsou dodány od firmy BOSCH Rexroth, spol. s r.o.

Všechny komponenty jsou voleny tak, aby odolaly a byly schopny vykonávat svou funkci při působení nejvyššího dovoleného tlaku pro danou část hydraulického okruhu.

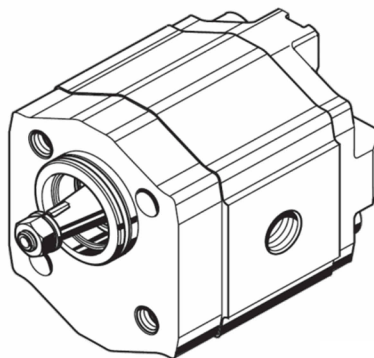
5.1.1 Hlavní hydrogenerátor

Volba hlavního hydrogenerátoru

Hlavní hydrogenerátor je volen zubový s vnějším ozubením. Tento hydrogenerátor má vysokou odolnost, životnost a nízké pořizovací náklady. Zvolený hydrogenerátor má geometrický objem $2,5 \text{ cm}^3$ a dovolený rozsah provozních otáček 200 min^{-1} až 5000 min^{-1} . Tyto parametry umožňují využití hydrogenerátoru pro velký rozsah průtoku hydraulické kapaliny.

Základní parametry hlavního hydrogenerátoru

Výrobce:	BOSCH Rexroth, spol. s r.o.
Označení:	AZPB-32-2.5RCP02MB [8]
Geometrický objem:	$2,5 \text{ cm}^3$
Maximální provozní tlak:	25,0 MPa
Maximální průtok:	$0,0125 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální teplota pracovní kapaliny:	80°C
Rozsah provozních otáček:	200 min^{-1} až 5000 min^{-1}



Obr.12 Hlavní hydrogenerátor BOSCH Rexroth AZPB-32-2.5RCP02MB [8]

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

5.1.2 Hydraulický rozvaděč

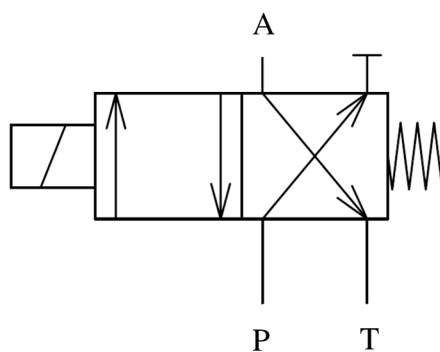
Volba hydraulického rozvaděče

Vzhledem k požadavku vysokého počtu cyklů při jednom cyklickém testu je hlavním požadavkem pro volbu hydraulického rozvaděče jeho vysoká životnost. Z tohoto důvodu je volen přímočarý šoupátkový rozvaděč.

Hydraulický rozvaděč musí být schopen pracovat s dostatečnou frekvencí. Nepřímo řízené elektrohydraulicky ovládané rozvaděče mají dostatečnou odolnost vůči cyklickému namáhání. Jejich dovolená frekvence přesouvání je ale značně nižší než u rozvaděčů ovládaných elektromagneticky. Jako nejvhodnější typ rozvaděče je tedy volen šoupátkový, přímo řízený dvoupolohový rozvaděč s jedním elektromagnetem a vratnou pružinou.

Požadovaná varianta třícestného rozvaděče, kdy rozvaděč musí mít připojení tlakového zdroje P, připojení k nádrži T a připojení pouze jednoho spotřebiče A, je značně nestandardní. Třícestný rozvaděč je nahrazen rozvaděčem čtyřcestným, připojení druhého spotřebiče je zaslepeno uzavírací zátkou.

Pro základní polohu (elektromagnet je vypnutý) rozvaděče umožňuje volný průtok kapaliny ze spotřebiče do nádrže. Při nouzovém vypnutí nebo výpadku elektrické sítě, dojde k odtlakování testovaného vzorku.



Obr.13 Schématická značka čtyřcestného dvoupolohového rozvaděče.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Parametry hydraulického rozvaděče

Výrobce:	BOSCH Rexroth, spol. s r.o.
Označení:	4WE6Y7X/HG24N9K4 [9]
Počet poloh:	2
Počet připojení:	4
Maximální provozní tlak:	31,5 MPa
Maximální průtok:	0,06 m ³ · min ⁻¹
Rozsah teploty pracovní kapaliny:	-30°C až 80°C
Hydraulické připojení:	dle DIN 24 340
Maximální frekvence přepnutí:	4,17 Hz
Elektrické připojení:	Konektor dle DIN EN 175301-803
Napájecí napětí:	24V
Příkon elektromagnetu:	26W

5.1.3 Proporcionální tlakový ventil

Volba proporcionálního tlakového ventilu

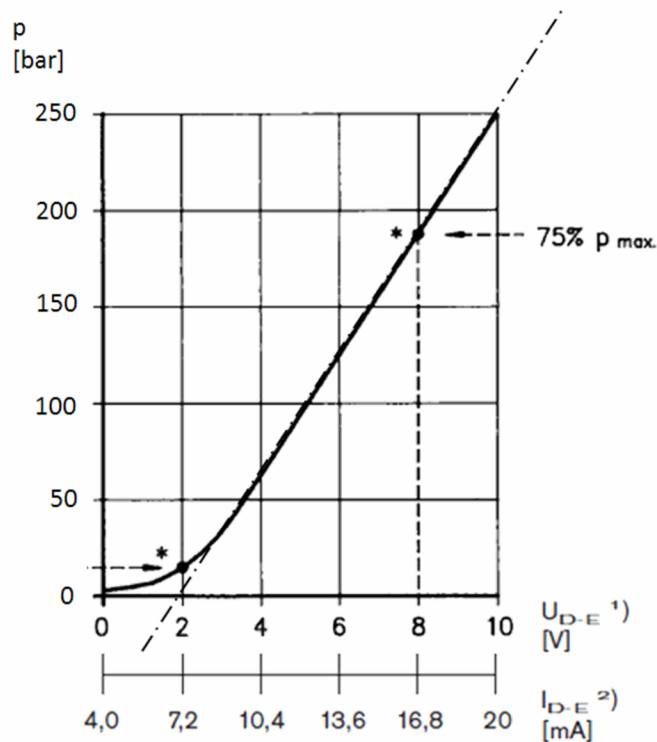
Tlak v hydraulickém okruhu tohoto testovacího zařízení je nutno regulovat v rozsahu od 0 MPa až 20 MPa. Pro regulaci tlaku při cyklickém testu (cca do 2 MPa) je vhodné použít přesnější regulaci než pro zbývající rozsah provozního tlaku 2 MPa až 20 MPa.

Jedno z možných řešení je použití dvou proporcionálních tlakových ventilů. Při tomto řešení dochází k větvení okruhu a do kruhu musí být zařazen další rozdělovač.

Jednodušším řešením je použití proporcionálního přímo řízeného tlakového ventilu s elektronickou zpětnou, s vhodnou charakteristikou závislosti mezi požadovaným tlakem a řídicí elektrickou veličinou. Charakteristika závislosti mezi tlakem a ovládacím signálem je vyobrazena na obrázku 14.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.14 Závislost tlaku na řídicím signálu proporcionálního tlakového ventilu s elektronickou zpětnou vazbou [10]

Parametry proporcionálního tlakového ventilu

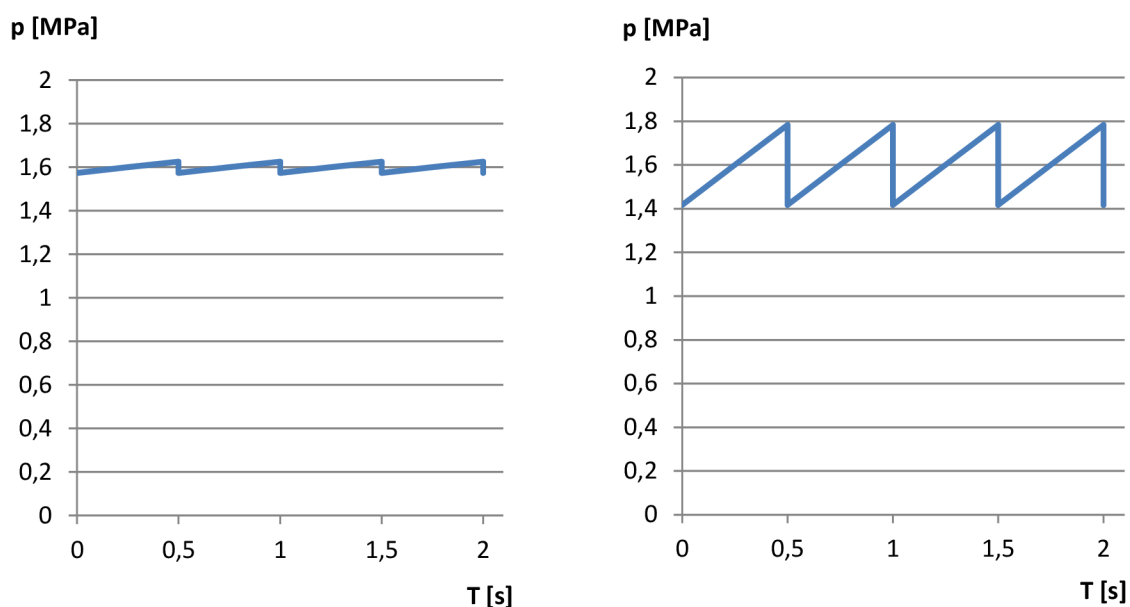
Výrobce:	BOSCH Rexroth, spol. s r.o.
Označení:	DBETBEX-1X/250G24K31F1M [10]
Počet připojení:	2
Maximální provozní tlak:	25,0 MPa
Nominální průtok:	$0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Rozsah teploty pracovní kapaliny:	-20°C až 70°C
Hydraulické připojení:	na připojovací desku Rexroth G 342/01 (G3/8) dle DIN 24 340
Řídící veličina:	elektrický proud
Rozsah řídicího proudu:	4 mA až 20 mA
Elektrické připojení:	Konektor 6P+PE dle DIN 43563
Napájecí napětí:	24V
Maximální příkon elektromagnetu:	40VA

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

5.1.4 Hydraulický akumulátor

Hydraulický akumulátor je volen membránový od firmy BOSCH Rexroth, spol. s r.o. Membránové akumulátory umožňují vyšší tlakování plynů, než akumulátory vakové. U cyklického testu vyšší natlakování plynu v akumulátoru zvýší jeho tuhost a tím příznivě změní jeho charakteristiku. Pomocí základních termomechanických vztahů je v programu Microsoft Excel vytvořen jednoduchý příklad, ukazující předpokládaný průběh tlaku v obvodu (pro příklad je uvažována ideální kapalina). Tlak plynu musí být nižší než testovací tlak.



Obr.15 Přibližný průběh tlaku při cyklickém testu, akumulátor natlakován: vlevo na 1,4 MPa; vpravo na 0,2 MPa.

Parametry hydraulického akumulátoru

Výrobce:	BOSCH Rexroth, spol. s r.o.
Označení:	HAD3,5-250-1X [11]
Maximální provozní tlak:	25,0 MPa
Objem:	3,5 l
Rozsah teploty pracovní kapaliny:	-10°C až 80°C

Diplomová práce

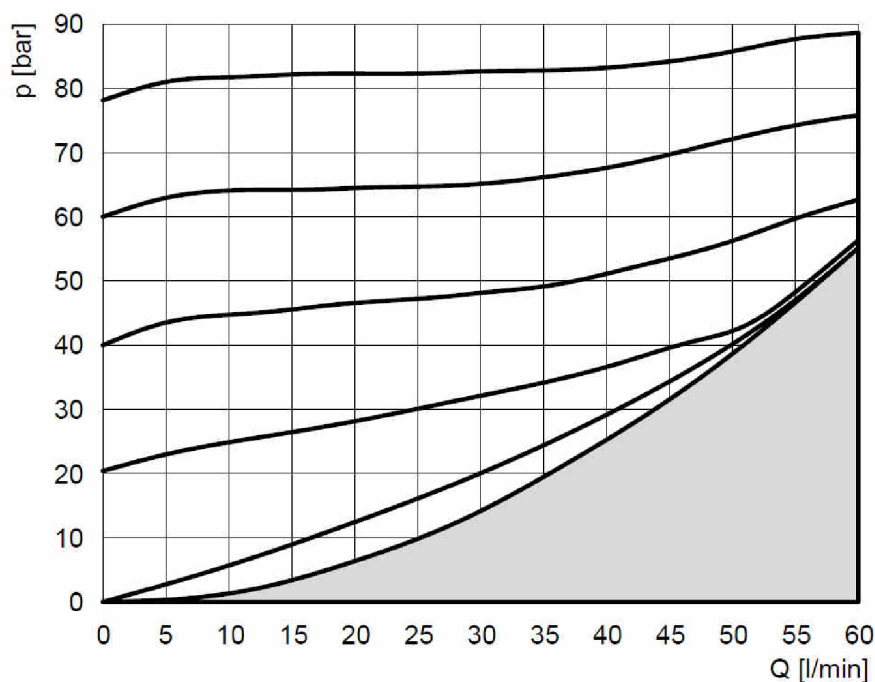
Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

5.1.5 Pojistné ventily

Pojistný ventil má v hydraulickém okruhu ochrannou funkci, a to proti působení vyššího než dovoleného tlaku. Pokud dojde k selhání řídicího systému a provozní tlak v hydraulickém okruhu dosáhne maximální dovolené hodnoty, pojistný ventil začne přepouštět hydraulickou kapalinu zpět do nádrže a tím zabrání dalšímu nárůstu tlaku. Tlakový ventil musí být schopen přepouštět největší možný průtok kapaliny hydrogenerátoru příslušného okruhu.

Pojistný ventil 1

K jištění části obvodu s akumulátorem je použit sedlový nastavitelný pojistný ventil. Nastavení jistícího tlaku je vhodné provádět při průtoku, odpovídajícím maximálnímu průtoku hlavního hydrogenerátoru. Při nastavování s nižším průtokem je nutné volit nižší hodnotu nastaveného tlaku tak, aby hodnota tlaku při maximálním průtoku odpovídala požadovanému jistícímu tlaku, dle průtokové charakteristiky ventilu (viz. obrázek 16).



Obr.16 Průtoková charakteristika pojistného ventilu 1 [13]

Diplomová práce

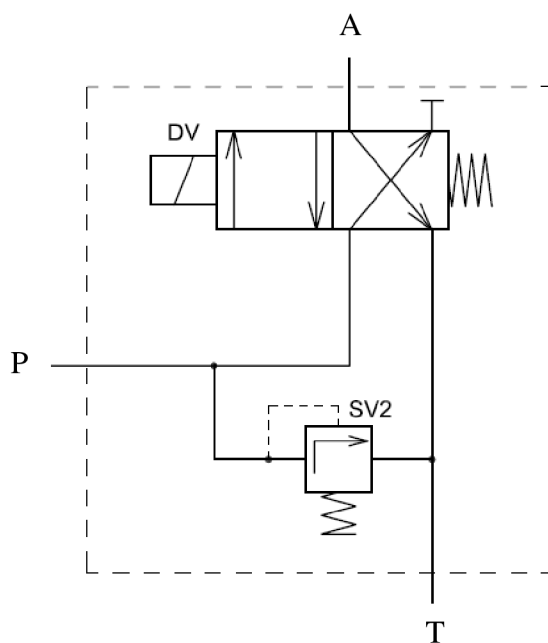
Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Technické parametry SV1

Výrobce:	BOSCH Rexroth, spol. s r.o.
Označení:	DB6DPW2-1X/80V [13]
Počet připojení:	2
Maximální provozní tlak:	31,5 MPa
Maximální nastavitelný tlak:	8 MPa
Maximální průtok:	0,06 m ³ ·min ⁻¹
Rozsah teploty pracovní kapaliny:	-25°C až 80°C
Hydraulické připojení:	na připojovací desku Rexroth G 342/01 (G3/8) dle DIN 24 340

Pojistný ventil 2

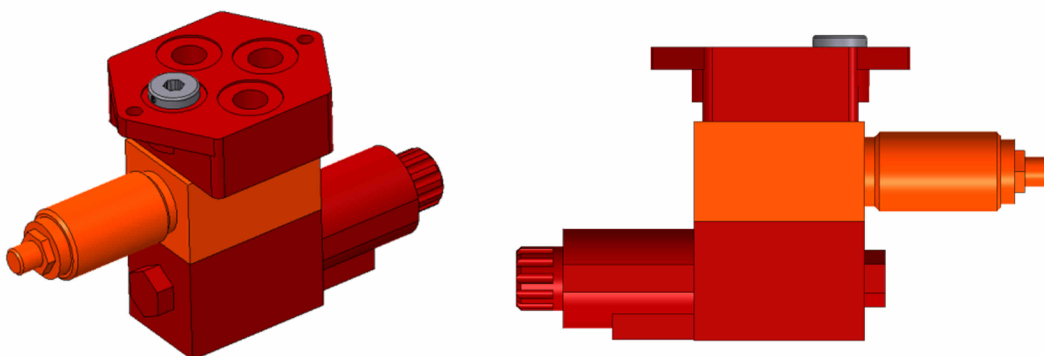
Pro zjednodušení konstrukce je volen sedlový nastavitelný pojistný ventil, umožňující umístění mezi rozvaděč a připojovací desku Rexroth G 342/01 (G3/8). Schéma tohoto uspořádání je znázorněno na obrázku 17. Nastavení jistícího tlaku je obdobné jako u SV1.



Obr.17 Schématické znázornění hydraulického rozvaděče s pojistným ventilem 2, uspořádání (tzv. ve stromečku)

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.18 Hydraulický rozvaděč s pojistným ventilem 2 a montážní deskou, uspořádání tzv. ve stromečku (model vytvořený v programu PTC CREO 2 Parametric)

Technické parametry SV2

Výrobce:	BOSCH Rexroth, spol. s r.o.
Označení:	ZDBY6DP2-1X/315V/60 [12]
Počet připojení:	8
Maximální provozní tlak:	31,5 MPa
Maximální nastavitelný tlak:	31,5 MPa
Maximální průtok:	0,06 m ³ · min ⁻¹
Rozsah teploty pracovní kapaliny:	-15°C až 80°C
Hydraulické připojení:	na připojovací desku Rexroth G 342/01 (G3/8) dle DIN 24 340

5.1.6 Snímače tlaku

Technické parametry snímače tlaku 1

Výrobce:	Danfoss s.r.o.
Označení:	MBS 1200-2611-C1GB04 [14]
Maximální provozní tlak:	8,0 MPa
Měřený rozsah:	0 až 4,0 MPa
Tlak při destrukci:	80,0 MPa
Mechanické připojení:	G ¼ A dle DIN 3852-E
Elektrické připojení:	Konektor M12 × 1 dle EN60947-5-2
Napájecí napětí:	8 až 30 V
Výstupní elektrická veličina:	elektrický stejnosměrný proud
Rozsah výstupního proudu:	4 až 20 mA

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Technické parametry snímače tlaku 2

Výrobce:	Danfoss s.r.o.
Označení:	MBS 1200-3411-C1GB04 [14]
Maximální provozní tlak:	50,0 MPa
Měřený rozsah:	0 až 25,0 MPa
Tlak při destrukci:	250,0 MPa
Mechanické připojení:	G ¼ A dle DIN 3852-E
Elektrické připojení:	Konektor M12 × 1 dle EN60947-5-2
Napájecí napětí:	8 až 30 V
Výstupní elektrická veličina:	elektrický stejnosměrný proud
Rozsah výstupního proudu:	4 až 20 mA

5.1.7 Olejové nádrže

V případě testování součásti s vysokým objemem je v nádržích pouze malé množství oleje. Z tohoto důvodu je spodní část nádrže zúžena, aby i při malém množství skladovaného oleje nebyla v nádrži příliš nízká hladina. Obě nádrže jsou shodné, liší se pouze jejich víka, která jsou přizpůsobena rozdílným připojením.

Součástí nosného rámu je vedení pro obě nádrže, ve kterém je nádrž umístěna a lze ji jednoduše vysunout pro údržbu a čištění.

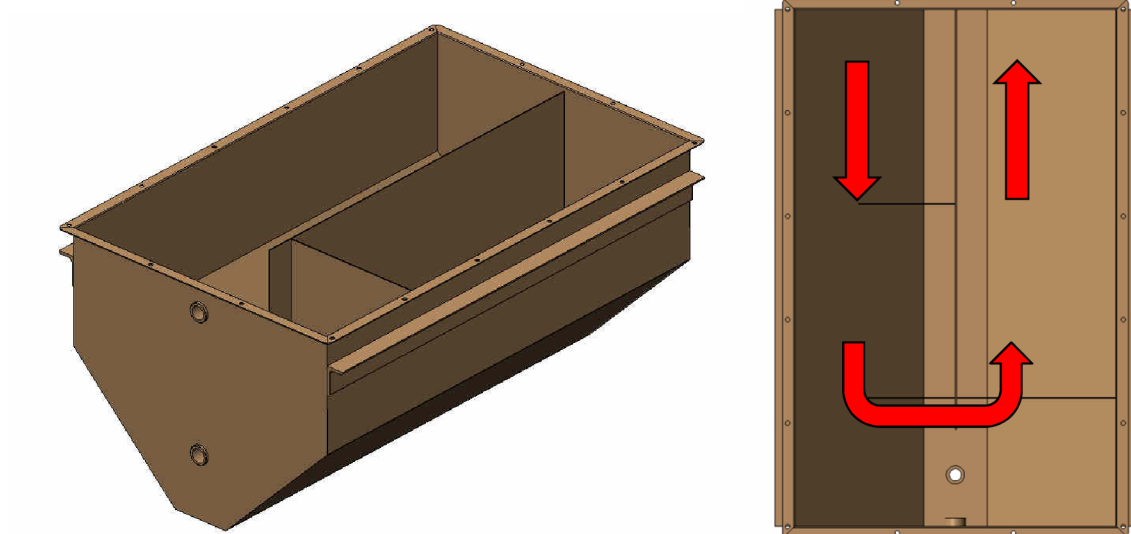
Nádrž je opatřena dvěma přepážkami pro usazování kalu a jednou přepážkou zamezující šíření nečistot po hladině. Ve spodní části nádrže je umístěn výpustný otvor s magnetickou zátkou. Ve stěně nádrže jsou umístěny dva otvory se závitem, které slouží pro našroubování hladinových spínačů.

Původní návrh nádrže je pouze s jedním plovákovým spínačem a to ve spodní části nádrže. Tento spínač kontroluje minimální výšku hladiny, aby nemohlo dojít k zavzdušnění některého z hydrogenerátorů. Celou olejovou náplň (mimo minimální výšky hladiny) je možné přečerpat do jedné z nádrží. Druhou nádrž je následně možné jednodušeji vyčistit.

Dodatečný požadavek od firmy Ingersoll Rand, na možnost hydrostaticky testovat díly s větším objemem než je objem největšího používaného chladiče, vede k nutnosti umožnit zařízení pojmout větší množství olejové náplně. Olejové nádrže toto umožňují za předpokladu, že je kontrolována i horní hranice olejové hladiny plovákovým spínačem, protože jedna nádrž již není schopna pojmout veškerý olej a hrozí přetečení některé z nádrží.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.19 Olejová nádrž: na pravé straně je vyznačen směr proudění hydraulického oleje. Objem nádrže je 106,7 litrů (model vytvořený v programu PTC CREO 2 Parametric)

5.2 Pracovní kapalina

Jako pracovní kapalina je volen minerální hydraulický olej od firmy Agip Česká republika, s.r.o. Provozní teplota oleje se pohybuje v přibližném rozmezí 20 až 50 °C, proto je volen hydraulický olej s nižší viskozitou.

Technické parametry

Výrobce:	Agip Česká republika, s.r.o.
Označení:	Agip OSO 32 [15]
Hustota při 15°C:	885 kg·m ⁻³
Kinematická viskozita při: 100°C	5,3 mm ² ·s ⁻¹
40°C	30 mm ² ·s ⁻¹
Teplota bodu vzplanutí:	200 °C

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

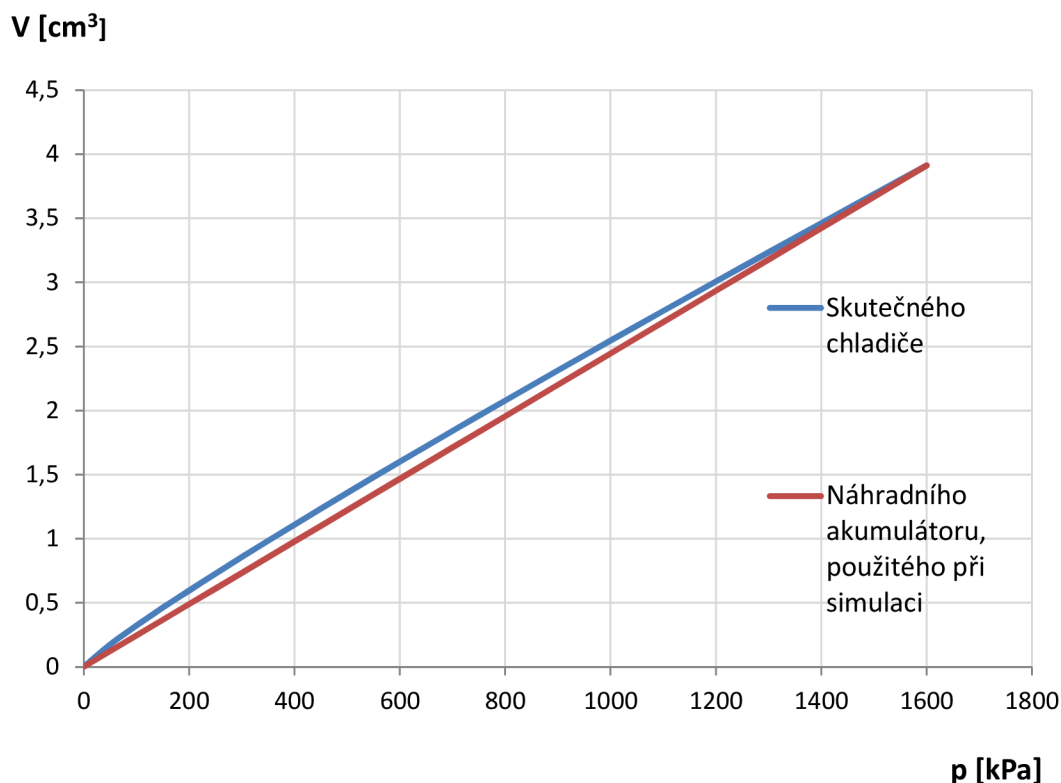
6 Simulace hydraulického okruhu

Pro kontrolu přepokládané funkce hydraulického kruhu při cyklickém testu je provedena simulace. K simulaci je použit program Simulink, který je nadstavbou programu Matlab.

Některé části hydraulického okruhu, které za normálních podmínek provozu nezasahují do chodu zařízení, jsou z modelového schématu pro zjednodušení vynechány.

Hlavním důvodem simulace je zjistit, zda hydraulický okruh funguje podle předpokladů a k jakým tlakovým změnám dochází v jeho jednotlivých částech. Simulace jsou provedeny zejména při plném zatížení, tedy při testování chladiče s maximálním objemem.

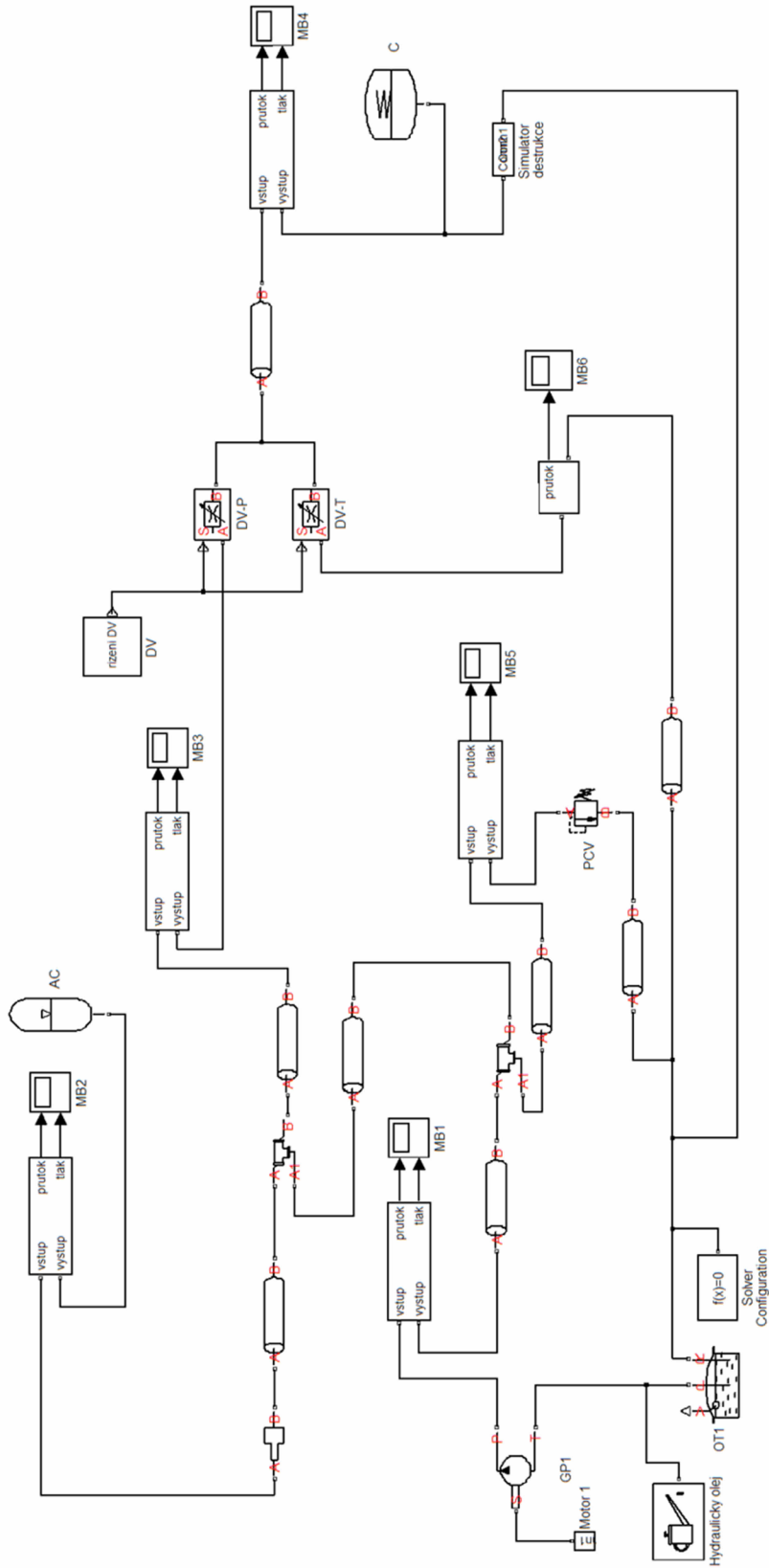
Chladič je při simulaci nahrazen hydraulickým pružinovým akumulátorem s lineární závislostí mezi působícím tlakem a změnou objemu.



Obr.20 Graf závislosti změny objemu hydraulické kapaliny na působícím tlaku pro chladič a nahrazující pružinový akumulátor použitý při simulaci.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.21 Schéma simulovaného hydraulického okruhu, vytvořené v programu Simulink

Diplomová práce

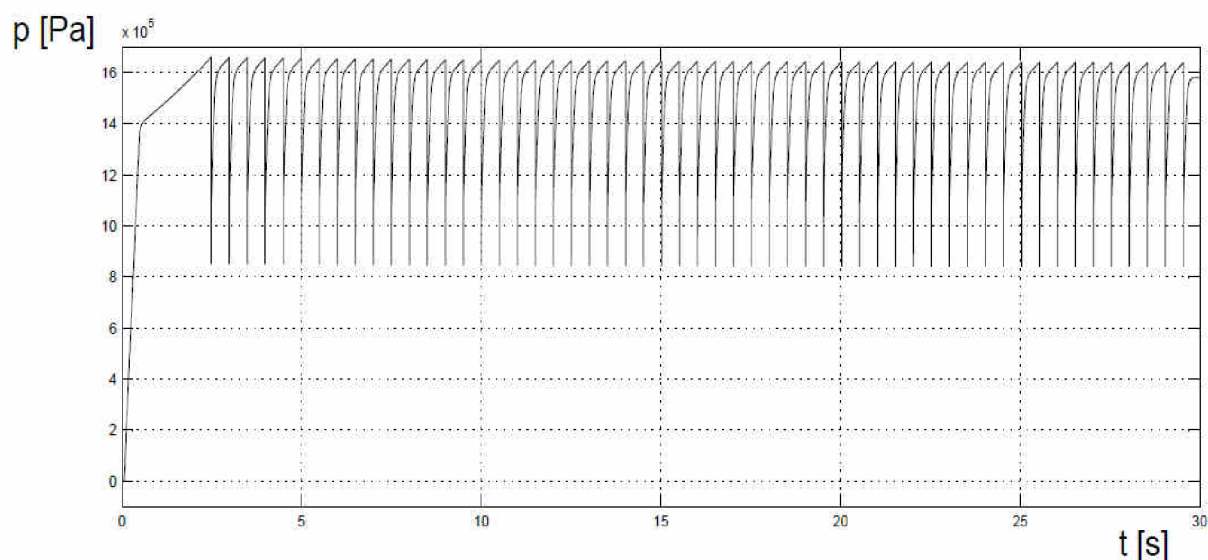
Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Při simulaci zvoleného hydraulického rozvaděče není využita možnost použití již předpřipraveného rozvaděče z programu Simulink. Rozvaděč je nahrazen dvěma řízenými prvky pro škrcení průtoku z důvodu možnosti přesnějšího nastavení charakteristik a přechodových jevů při přesouvání rozvaděče mezi polohami.

6.1.1 Simulace hydraulického okruhu

Simulace první verze hydraulického okruhu

Pro první variantu simulovaného okruhu je volena jednotná světlost potrubí $d_1 = 9$ mm pro všechna propojení. Výsledky simulace první varianty ukazuje, že tlakový pokles vznikající při prudkém plnění chladiče je předpokládanou funkcí akumulátoru snížen pouze částečně. Tento tlakový pokles cyklicky namáhá i zubový hydrogenerátor a tlakový ventil, jak je vidět na obrázku 22. Na základě této zkušenosti je simulovaný i navrhovaný okruh upraven.



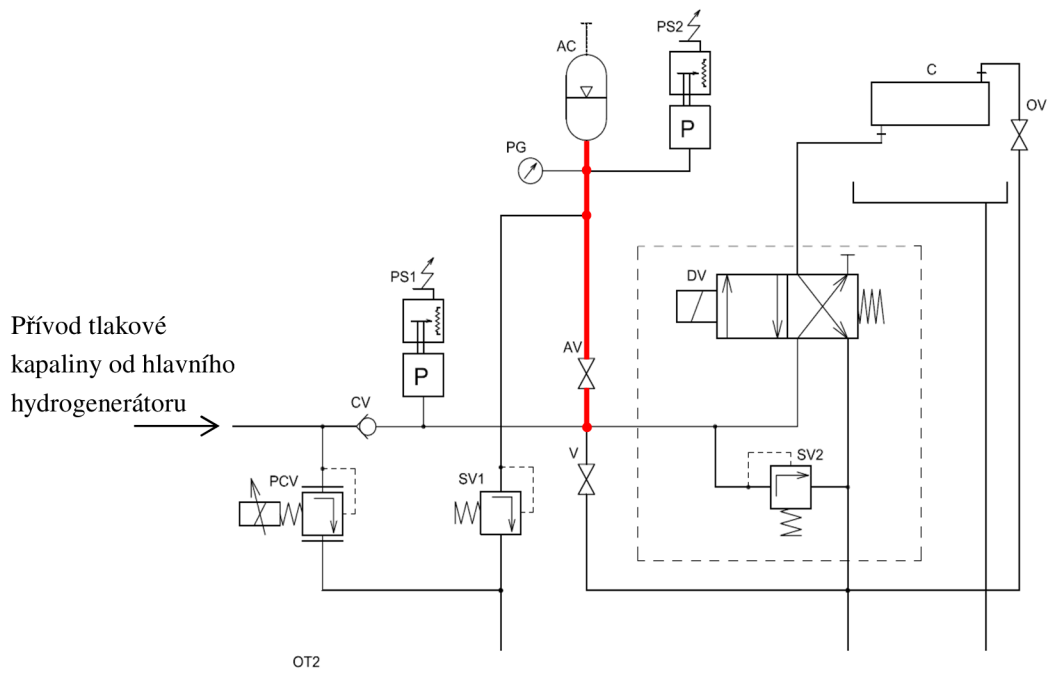
Obr.22 Průběh tlaku působícího na tlakový ventil v závislosti na čase. Simulace cyklického testu při světlosti potrubí akumulátoru 9 mm. Chladič je plněn 0,1 litry hydraulické kapaliny (z programu Simulink)

Simulace upraveného hydraulického okruhu

Propojení mezi akumulátorem a uzlem pro připojení potrubí od hlavního hydrogenerátoru (viz. obrázek 23) je zkráceno na minimální možnou délku a jeho světlost je zvýšena na $d_2 = 16$ mm. Minimální délka tohoto propojení je konstrukčně limitována z důvodu nutnosti zařazení některých hydraulických prvků.

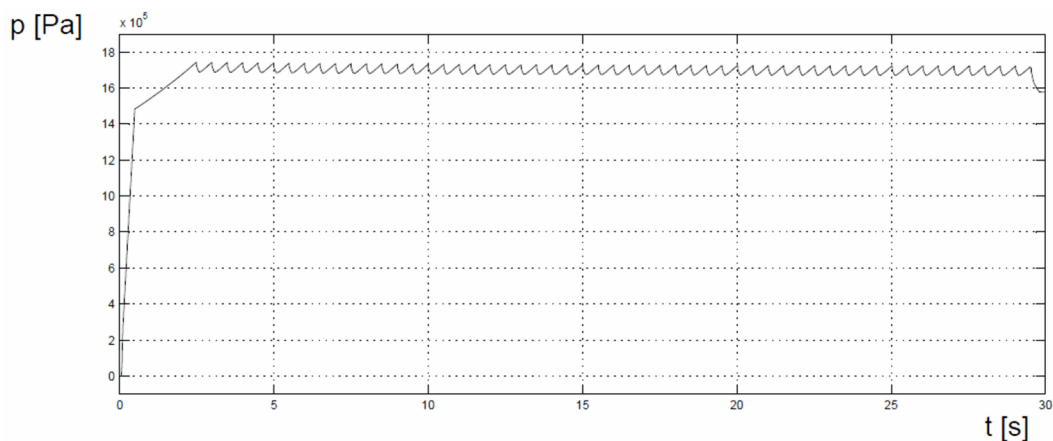
Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.23 Vyznačení upraveného potrubí (červeně vyznačeno)

Změna parametrů potrubí pro připojení akumulátoru výrazně ovlivňuje vliv akumulátoru při kritickém okamžiku, tedy na počátku plnění chladiče. Po úpravě tohoto hydraulického potrubí dochází v části okruhu, před připojením k akumulátoru, k téměř úplnému útlumu tlakových poklesů vznikajících na začátku plnění chladiče, jak je vidět na obrázku 24. Hlavní hydrogenerátor, tlakový ventil, tlakový snímač 1, zpětný ventil a vysokotlaký filtr nyní nejsou cyklicky namáhány, tím se značně prodlužuje jejich životnost.



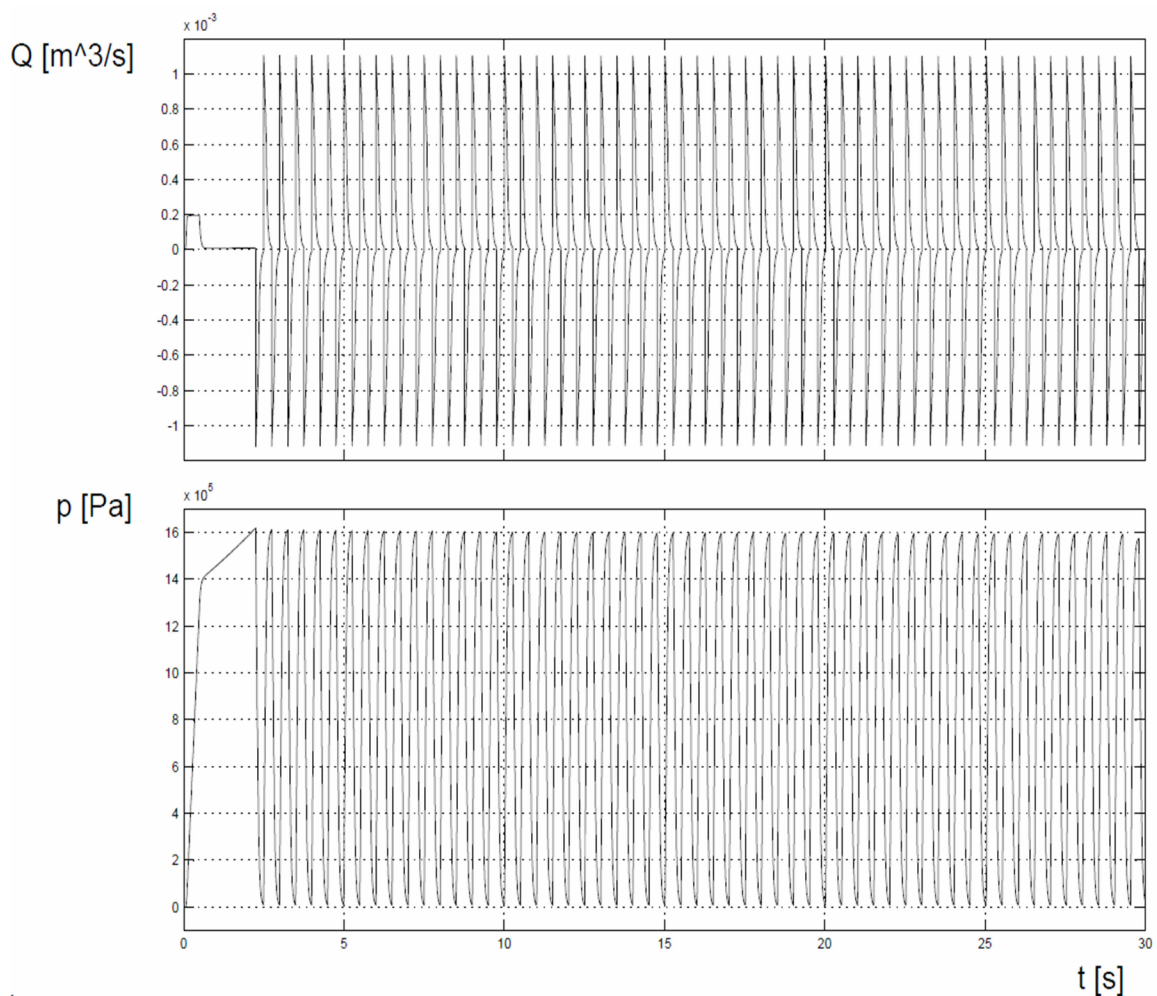
Obr.24 Průběh tlaku působícího na tlakový ventil v závislosti na čase. Simulace cyklického testu, při upraveném potrubí do akumulátoru. Chladič je plněn 0,1 litry hydraulické kapaliny (z programu Simulink)

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

6.2 Výsledek simulace cyklického testu

Výsledek simulace ukazuje, že hydraulický okruh je schopen pracovat s navrhovanou frekvencí. Navrhovaná frekvence je dvojnásobná, oproti frekvenci požadované v zadání diplomové práce. Dále je potvrzena teorie, že testovací tlak je při navrhované konstrukci možné regulovat bez využití tlakového ventilu pouze regulací průtoku hlavního hydrogenerátoru.



Obr.25 Průběh tlaku v chladiči a průběh průtoku hydraulické kapaliny do chladiče při cyklickém testu. Chladič je plněn 0,1 litry hydraulické kapaliny, bez regulace tlakovým ventilem (z programu Simulink)

Diplomová práce

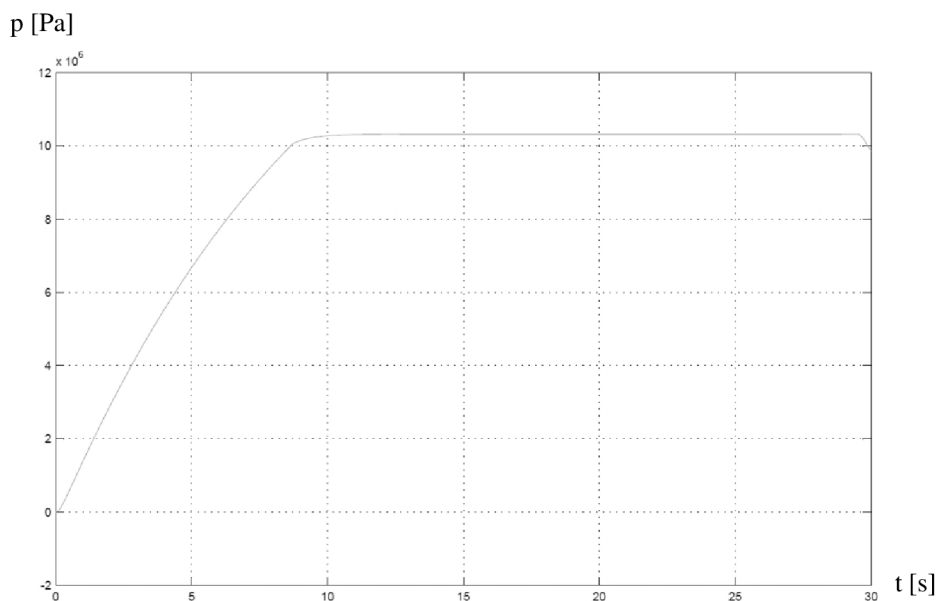
Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

6.2.1 Simulace testu do destrukce

Při simulaci testu do destrukce je zjišťován vliv úniku hydraulické kapaliny na průběh tlaku v testované součásti.

Tlakovým ventilem je v okruhu postupně zvyšován tlak. Při dosažení tlaku 10 MPa je nasimulována trhлина v testované součásti odpovídající ploše $0,5 \text{ mm}^2$. Na obrázku 26 je vyobrazen graf závislosti tlaku na čase, v místě navrženého umístění snímače tlaku 1.

Z tohoto grafu je jasně čitelné, že k simulované destrukci testované součásti došlo při nastaveném tlaku 10 MPa. Při skutečném testu do destrukce slouží naměřená závislost tlaku na čase k určení při jakém tlaku došlo k destrukci testované součásti a zároveň jako signál pro ukončení testu.



Obr.26 Graf závislosti tlaku na čase, při simulaci testu do destrukce, destrukce při tlaku 10 MPa (z programu Simulink)

7 Návrh pohonu hydrogenerátorů

7.1 Výpočet pohonu hlavního hydrogenerátoru

Pohon hlavního hydrogenerátoru je realizován asynchronním elektromotorem, napájeným frekvenčním měničem.

Maximální točivý moment na hřídeli hydrogenerátoru je stanoven z geometrického objemu hydrogenerátoru a maximálního tlaku hydrogenerátoru pro všechny druhy testů, z důvodu odlišných požadavků na maximální tlak.

Výpočet maximálního točivého momentu pro test 1

$$M_{HG11} = \frac{p_{HG11} \cdot V_{HG1}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{HM}} \quad (10)$$

$$M_{HG11} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 2,5 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,95}$$

$$M_{HG11} = 1,68 \text{ Nm}$$

M_{HG11} [Nm] – maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 1

p_{HG11} [Pa] – maximální tlakový spád hlavního hydrogenerátoru pro test 1

V_{HG1} [m³] – geometrický objem hlavního hydrogenerátoru

η_{HM} [-] – hydraulicko-mechanická účinnost hydrogenerátoru

Výpočet maximálního točivého momentu pro test 2

$$M_{HG12} = \frac{p_{HG12} \cdot V_{HG1}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{HM}} \quad (11)$$

$$M_{HG12} = \frac{1,75 \cdot 10^6 \cdot 2,5 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,95}$$

$$M_{HG12} = 0,73 \text{ Nm}$$

M_{HG12} [Nm] – maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 2

p_{HG12} [Pa] – maximální tlakový spád hlavního hydrogenerátoru pro test 2

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Výpočet maximálního točivého momentu pro test 3

$$M_{HG13} = \frac{p_{HG13} \cdot V_{HG1}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{HM}} \quad (12)$$

$$M_{HG13} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 2,5 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,95}$$

$$M_{HG13} = 8,38 \text{ Nm}$$

M_{HG13} [Nm] – maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 3

p_{HG13} [Pa] – maximální tlakový spád hlavního hydrogenerátoru pro test 3

V_{HG1} [m³] – geometrický objem hlavního hydrogenerátoru

η_{HM} [-] – hydraulicko-mechanická účinnost hydrogenerátoru [3]

Výpočet úhlové rychlosti hydrogenerátoru pro test 1

$$\omega_{11} = \frac{2 \cdot \pi \cdot Q_{HG11}}{V_{HG1} \cdot 60} \quad (13)$$

$$\omega_{11} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{2,5 \cdot 10^{-6} \cdot 60}$$

$$\omega_{11} = 41,89 \text{ s}^{-1}$$

ω_{11} [s⁻¹] – úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 1

Q_{HG11} [m³·s⁻¹] – požadovaný průtok hlavního hydrogenerátoru při testu 1

Výpočet maximální úhlové rychlosti hydrogenerátoru pro test 2

$$\omega_{12} = \frac{2 \cdot \pi \cdot Q_{HG12}}{V_{HG1} \cdot 60} \quad (14)$$

$$\omega_{12} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{2,5 \cdot 10^{-6} \cdot 60}$$

$$\omega_{12} = 502,65 \text{ s}^{-1}$$

ω_{12} [s⁻¹] – úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 2

Q_{HG12} [m³·s⁻¹] – požadovaný průtok hlavního hydrogenerátoru při testu 2

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Výpočet úhlové rychlosti hydrogenerátoru pro test 3

$$\omega_{13} = \frac{2 \cdot \pi \cdot Q_{HG13}}{V_{HG1} \cdot 60} \quad (15)$$

$$\omega_{13} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{2,5 \cdot 10^{-6} \cdot 60}$$

$$\omega_{13} = 41,89 \text{ s}^{-1}$$

ω_{13} [s^{-1}] – úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 3

Q_{HG13} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] – požadovaný průtok hlavního hydrogenerátoru při testu 3

V_{HG1} [m^3] – geometrický objem hlavního hydrogenerátoru

Výpočet výkonu pohonu pro test 1

$$P_{HG11} = M_{HG11} \cdot \omega_{11} \quad (16)$$

$$P_{HG11} = 2,09 \cdot 41,89$$

$$P_{HG11} = 87,55 \text{ W}$$

P_{HG11} [W] – maximální potřebný výkon pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 1

M_{HG11} [Nm] – maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 1

ω_{11} [s^{-1}] – úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 1

Výpočet výkonu pohonu pro test 2

$$P_{HG12} = M_{HG12} \cdot \omega_{12} \quad (17)$$

$$P_{HG12} = 0,73 \cdot 502,65$$

$$P_{HG12} = 366,93 \text{ W}$$

P_{HG12} [W] – maximální potřebný výkon pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 2

M_{HG12} [Nm] – maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 2

ω_{12} [s^{-1}] – úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 2

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Výpočet výkonu pohonu pro test 3

$$P_{HG13} = M_{HG13} \cdot \omega_{13} \quad (18)$$

$$P_{HG13} = 8,38 \cdot 41,89$$

$$P_{HG13} = 351,04 \text{ W}$$

P_{HG13} [W] – maximální potřebný výkon pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 3

M_{HG13} [Nm] – maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 3

ω_{13} [s^{-1}] – úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 3

7.2 Výpočet pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru

Motor pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru je napájen síťovým napětím a konstantní frekvencí. Výpočet návrhu pohonu je proveden pro nejvyšší možné zatížení, ke kterému dojde za předpokladu, je-li filtr na přečerpávacím okruhu zanesen natolik, že dojde k otevření integrovaného obtoku. K tomuto stavu dojde pouze v případě selhání signalizace zanesení filtru.

Z důvodu snížení frekvence spínání přečerpávání je průtok přečerpávání navržen tak, aby byl vyšší ale zároveň blízký maximálnímu průtoku hlavního hydrogenerátoru.

Pro jednoduchou konstrukci a vysokou odolnost je volen zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením s geometrickým objemem $4,5 \text{ cm}^3$ od firmy BOSCH Rexroth, spol. s r.o.

Označení zubového hydrogenerátoru AZPB-32-4.5RCP02MB [8]

Jako vhodný pohon pro tento hydrogenerátor je vybrán dvoupólový asynchronní elektromotor, který zajistí požadovaný průtok.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Výpočet maximálního točivého momentu přečerpávacího hydrogenerátoru

Maximální tlakový spád na přečerpávacím hydrogenerátoru je určen jako součet všech tlakových ztrát za hydrogenerátorem. Vzhledem ke krátkému potrubí s dostatečnou světlostí mohou být ztráty na potrubí zanedbány. Hodnota tlakového spádu na přečerpávacím hydrogenerátoru je přibližně stejná jako hodnota tlaku otevření obtoku filtru a to 0,35 MPa.

$$M_{HG2} = \frac{p_{HG2} \cdot V_{HG2}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{HM}} \quad (19)$$

$$M_{HG2} = \frac{0,35 \cdot 10^6 \cdot 4,5 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,95}$$

$$M_{HG2} = 0,264 \text{ Nm}$$

M_{HG2} [Nm] – maximální točivý moment přečerpávacího hydrogenerátoru

p_{HG2} [Pa] – maximální tlakový spád přečerpávacího hydrogenerátoru

V_{HG} [m³] – geometrický objem přečerpávacího hydrogenerátoru

η_{HM} [-] – hydraulicko-mechanická účinnost hydrogenerátoru [3]

Výpočet výkonu pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru

$$P_{HG2} = M_{HG2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{HG2}}{60} \quad (20)$$

$$P_{HG2} = 0,2264 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{2850}{60}$$

$$P_{HG2} = 67,6 \text{ W}$$

P_{HG2} [W] – maximální potřebný výkon pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru

n_{HG2} [min⁻¹] – nominální otáčky motoru pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

7.3 Volba pohonů

Pro připojení hydrogenerátorů od firmy BOSCH Rexroth, spol. s r.o., jsou vyráběny zubové spojky a přírubové domky firmou KTR CR, spol. s.r.o.

Rozměry příruby a výstupního hřídele motoru musí být shodné se standardními rozměry připojovací příruby a zubové spojky od firmy KTR CR, spol. s.r.o.

Volba pohonu hlavního hydrogenerátoru

Pro pohon hlavního hydrogenerátoru je zvolen šestipólový asynchronní elektromotor s výkonem 1,1 kW s nezávisle poháněným ventilátorem chlazení od firmy Motory Leroy Somer spol. s r.o.

Motor se šesti póly má vysoký točivý moment, který je nezbytný pro pohon při testu do destrukce, kdy je nutné vyvinout výrazně vyšší tlak než při cyklickém testu. Zároveň při použití frekvenčního měniče je možno docílit velkého rozsahu možných průtoků potřebných kvůli různorodosti velikostí testovaných vzorků, viz obrázek 28.

Použité součásti

elektromotor: *MLS 6P LSMV90L 1,1kW LS2/IE2 B35 230VD/400VY 50Hz - IC416A; Axial forced ventilation 230/400V 1ph 91W*

Počet fází: 3

Nominální výkon: 1,1 kW

Počet pólů: 6

Osová výška: 90 mm

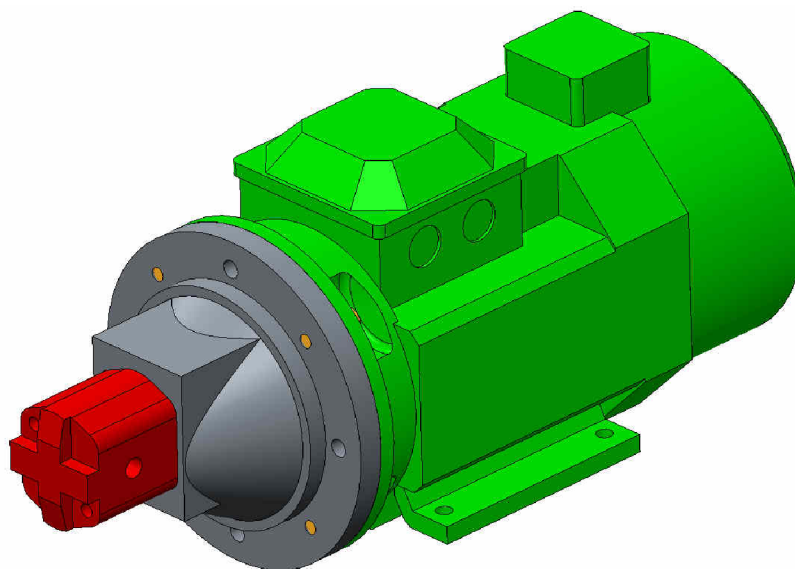
Technický list elektromotoru LS 1,1 kW (viz. příloha 1) je zprostředkován e-mailovou korespondencí.

zubová spojka: *KTR R24.24-A-10 [16]*

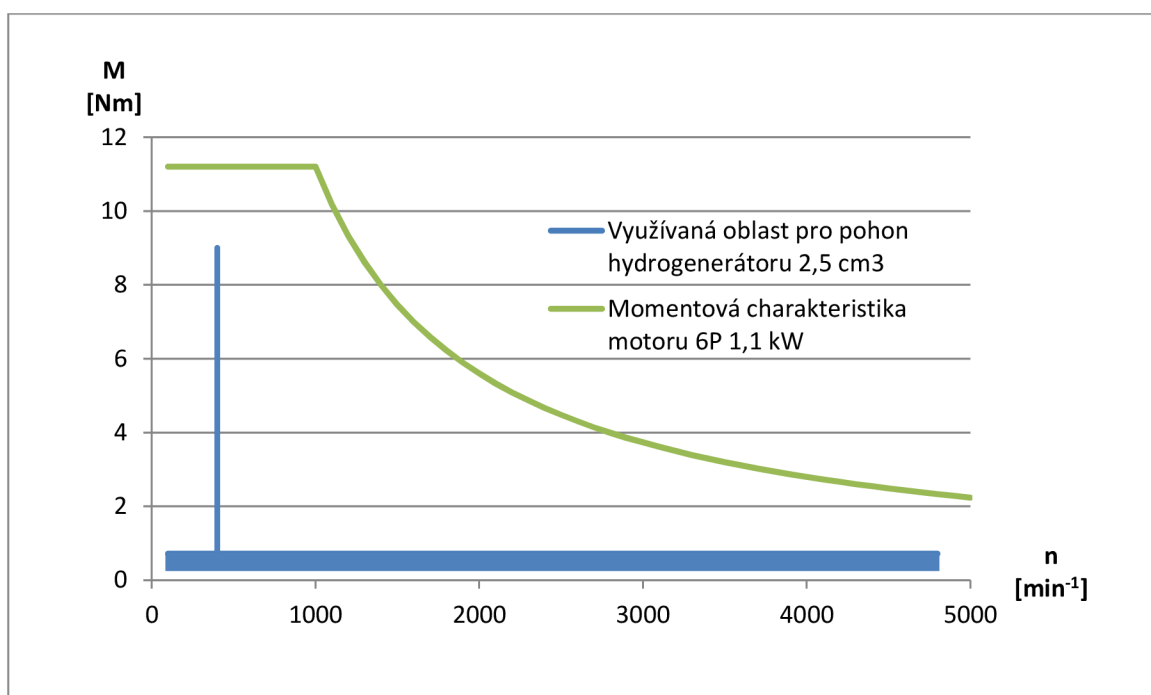
přírubový domek: *KTR PL 200/01/07-00 [16]*

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.27 Hlavní hydrogenerátor s připojením a elektromotorem 1,1 kW
(model vytvořený v programu PTC CREO 2 Parametric)



Obr.28 Momentová charakteristika motoru 6P 1,1 kW a vyznačená využívaná oblast momentu, pro pohon hlavního hydrogenerátoru 2,5 cm³

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Volba pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru

Z důvodu velkých přípojovacích rozměrů přírubového domku je pro pohon přečerpávacího hydrogenerátoru volen mnohonásobně výkonnější motor a to dvoupólový asynchronní elektromotor s výkonem 0,75 kW.

Vzhledem k plánovanému sestavení pouze jednoho kusu zařízení je předpokládáno, že toto řešení má nižší náklady než výroba elektromotoru s nestandardním rozměrem přírubového připojení, či zakázková výroba přírubového domku. Další výhodou použití tohoto motoru je dostatečná bezpečnost proti přehřátí při častém rozběhu. K rozběhu elektromotoru bude docházet až desetkrát za hodinu.

Použité součásti

elektromotor: *MLS 2P LSES80L 0,75kW IFT/IE2 B35 50-60Hz*

Počet fází: 3

Nominální výkon: 0,75 kW

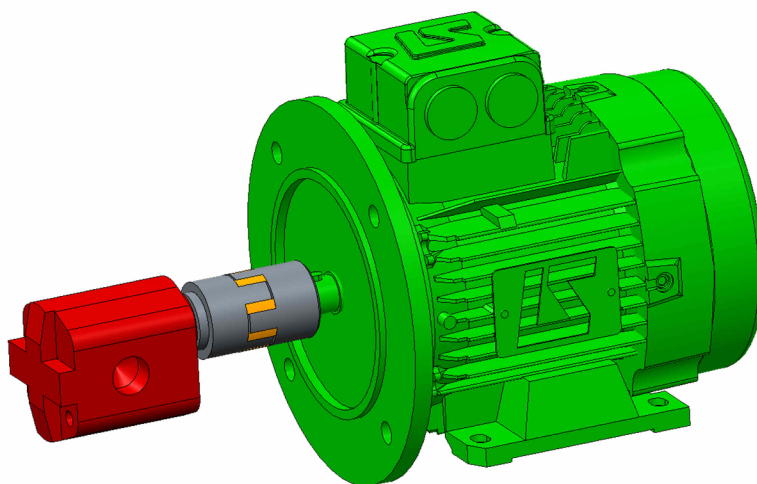
Počet pólů: 2

Osová výška: 80 mm

Technický list elektromotoru LS 1,1 kW (viz. příloha 1) je zprostředkovan e-mailovou korespondencí.

zubová spojka: *KTR R19.19-A-10L [16]*

přírubový domek: *KTR PL 200/01/07-00 [16]*



Obr.29 Přečerpávací hydrogenerátor s připojením a elektromotorem 0,75 kW, s odhalenou spojkou (model motoru poskytnutý firmou Leroy Somer; model vytvořený v programu PTC CREO 2 Parametric)

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

8 Kontrola oteplování hydraulického okruhu

Jelikož hydraulický okruh nevykonává žádnou mechanickou práci, je veškerá tlaková energie pracovní kapaliny přeměněna na energii tepelnou.

Stanovení přesného řešení průběhu oteplování hydraulického obvodu je velmi složité a takřka nemožné. Je to dáno zejména skutečností, že každá jeho součást se otepluje jinak. V každé součásti vzniká jiný tepelný tok. Celý povrch obvodu nemá stejné podmínky pro ochlazování. V každém jeho místě je poněkud jiné proudění chladícího vzduchu. Proto při stanovení rovnice pro oteplování vycházeno ze dvou zjednodušujících předpokladů [1]:

- všechny části hydraulického obvodu se oteplují rovnoměrně a stejně [1]
- odvod tepla do okolí je přímo úměrný rozdílu teploty mezi povrchem částí hydraulického obvodu a okolím [1]

Z důvodu příliš krátké doby trvání hydrostatických testů (tzn. testů 1 a 3), kdy nedojde k významnému oteplení hydraulického obvodu je proveden kontrolní výpočet na oteplení pouze pro cyklický test 2.

8.1 Výpočet oteplení hydraulického okruhu pro test 2

Výpočet je proveden pro případ testování největšího možného objemu testovaného vzorku a nejvyššího dovoleného testovacího tlaku pro cyklický test. Při tomto případě testování dochází k nejvyššímu přívodu tepelné energie do hydraulického okruhu.

Tepelná energie od hlavního hydrogenerátoru

Z důvodu téměř neměnných otáček a přibližně stálému tlakovému spádu hlavního hydrogenerátoru lze přívod tepelné energie považovat za konstantní. Veškerá tlaková energie od hlavního hydrogenerátoru je přeměněna na tepelnou energii.

$$P_{THG12} = P_{HG12} = 366,93 \text{ W} \quad (21)$$

P_{THG12} [W] – maximální tepelný výkon přiváděný od hlavního hydrogenerátoru pro test 2

P_{HG12} [W] – maximální potřebný výkon pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 2

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Tepelná energie od přečerpávacího hydrogenerátoru

Chod přečerpávacího hydrogenerátoru je v průběhu testování přerušován. Přívod tepelné energie do hydraulického obvodu tedy není konstantní. Pro zjednodušení výpočtu je jako přívod tepelné energie do přečerpávacího hydraulického brána průměrná hodnota a tato hodnota je uvažována jako konstantní.

Při maximálním průtoku hlavním hydrogenerátorem je přečerpávací hydrogenerátor v chodu přibližně 92% celkového času testu.

$$P_{THG2} = P_{HG2} \cdot 0,92 \quad (22)$$

$$P_{THG2} = 67,6 \cdot 0,92$$

$$P_{THG2} = 62,2 \text{ W}$$

P_{THG2} [W] – maximální tepelný výkon přiváděný od přečerpávacího hydrogenerátoru

P_{HG2} [W] – maximální potřebný výkon pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru

Jelikož perioda přerušovaného chodu je významně kratší než předpokládaná doba konstantního ohřevu obvodu a přiváděný tepelný výkon od přečerpávacího hydrogenerátoru je menší část z celkového přívodu tepelné energie, zprůměrování přívodu tepelné energie od přečerpávacího hydrogenerátoru nemá významný vliv na průběh ohřevu hydraulického obvodu.

Celkový přívod tepelné energie

Celkový přívod tepelné energie je určen jako součet přívodů tepla od obou hydrogenerátorů.

$$P_{THG} = P_{THG12} + P_{THG2} \quad (23)$$

$$P_{THG} = 366,9 + 62,2$$

$$P_{THG} = 429,1 \text{ W}$$

P_{THG} [W] – maximální tepelný výkon přiváděný od obou hydrogenerátorů

P_{THG12} [W] – maximální tepelný výkon přiváděný od hlavního hydrogenerátoru pro test 2

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

8.1.1 Ustálená teplota hydraulického obvodu

Ustálené teploty okruh dosahuje při uvažovaném času ohřevu, rovnajícím se nekonečnu. Pro stanovení ustálené teploty je nutné znát tepelný příkon do obvodu, ochlazovací konstantu a teplotu okolního prostředí [1].

Ochlazovací konstanta [1]

K největšímu odvodu tepla dochází prostřednictvím olejových nádrží. Vzhledem k tomu, že je tento výpočet pouze kontrolní, je odvod tepla z ostatních komponentů zanedbán.

$$A = k \cdot S_N \quad (24)$$

$$A = 15 \cdot 0,96$$

$$A = 14,4 \text{ W} \cdot \text{k}^{-1}$$

A [$\text{W} \cdot \text{k}^{-1}$] – ochlazovací konstanta hydraulického obvodu

k [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{k}^{-1}$] – součinitel prostupu tepla pro ocelové nádrže

S_N [m^2] – minimální teplosměnná plochy nádrží

Výpočet ustálené teploty [1]

$$t_U = t_o + \frac{P_{THG}}{A} \quad (25)$$

$$t_U = 20 + \frac{429,1}{14,4}$$

$$t_U = 49,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

t_U [$^\circ\text{C}$] – ustálená teplota hydraulického okruhu při maximální zátěži

t_o [$^\circ\text{C}$] – teplota okolí

P_{THG} [W] – maximální tepelný výkon přiváděný od obou hydrogenerátorů

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

8.1.2 Průběh oteplování hydraulického okruhu

Vzhledem k tomu, že nelze přesně určit celkovou tepelnou kapacitu okruhu, je průběh ohřevu pouze orientační.

Celková tepelná kapacita okruhu

Tepelná kapacita okruhu je určena jako součet tepelných kapacit jednotlivých částí okruhu.

$$C = V_o \cdot \rho_o \cdot c_o + m_s \cdot c_s \quad (26)$$

$$C = 0,12 \cdot 885 \cdot 1800 + 95 \cdot 450$$

$$C = 233910 \text{ J} \cdot \text{k}^{-1}$$

C [$\text{J} \cdot \text{k}^{-1}$] – celková tepelná kapacita hydraulického okruhu

V_o [m^3] – objem oleje nacházejícího se v okruhu při maximálním zatížení

ρ_o [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] – hustota hydraulického oleje AGIP OSO 32

c_o [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{k}^{-1}$] – měrná tepelná kapacita hydraulického oleje [1]

m_s [kg] – přibližná hmotnost ocelových částí okruhu

c_s [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{k}^{-1}$] – měrná tepelná kapacita oceli [1]

Rovnice průběhu oteplování hydraulického okruhu [1]

Rovnice je pro případ, že počáteční teplota obvodu je rovna teplotě okolí.

$$t = t_o + \frac{P_{THG}}{A} \cdot \left(1 - e^{-\frac{A}{C} \cdot T}\right) \quad (27)$$

t [$^{\circ}\text{C}$] – teplota okruhu v čase T

t_o [$^{\circ}\text{C}$] – teplota okolí

P_{THG} [W] – maximální tepelný výkon přiváděný od obou hydrogenerátorů

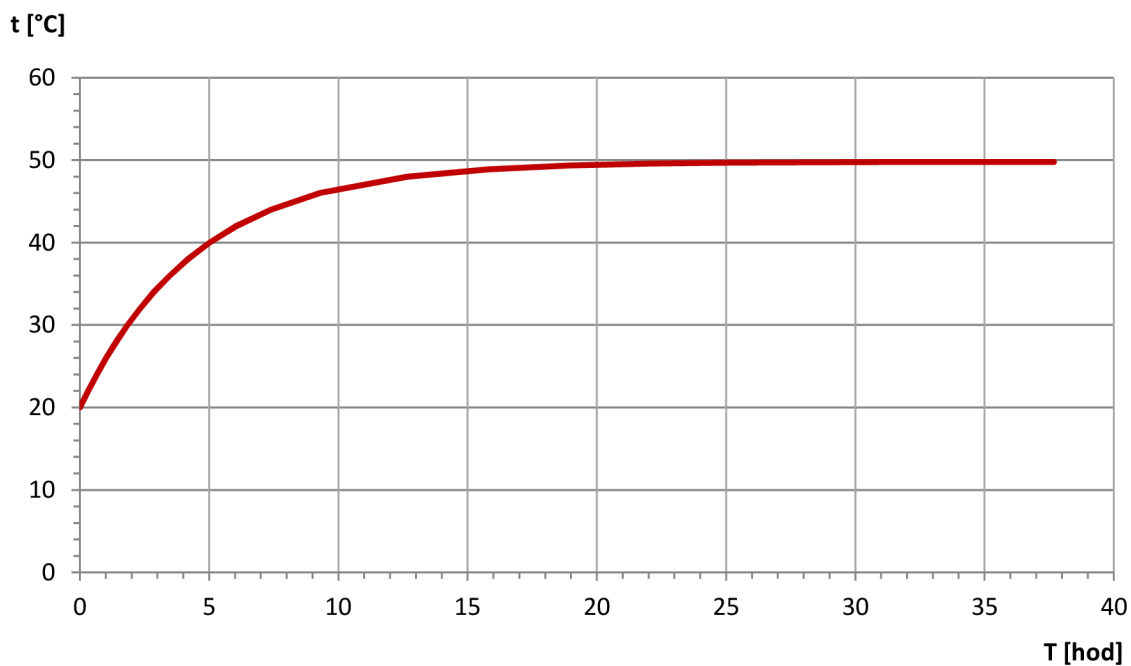
A [$\text{W} \cdot \text{k}^{-1}$] – ochlazovací konstanta hydraulického obvodu

C [$\text{J} \cdot \text{k}^{-1}$] – celková tepelná kapacita hydraulického okruhu

T [s] – čas doby ohřevu

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.30 Graf závislosti teploty okruhu na čase ohřevu, při maximálním tepelném příkonu pro cyklický test.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

9 Konstrukce testovacího zařízení

Výkresová dokumentace

Výkresová dokumentace je vypracována podle standardních způsobů a zvyklostí firmy Ingersoll Rand Uničov. Na základě požadavku jsou výkresy vypracovány v anglickém jazyce. U výkresů je standardní firemní razítko nahrazeno razítkem pro VUT v Brně FSI v českém jazyce.

Rám

Základní rám je svařenec ze standardních ocelových profilů. Slouží jako nosný prvek pro hydraulická zařízení, elektrického rozvaděče, olejových van, horní odmontovatelné části rámu a ochranného krytování.

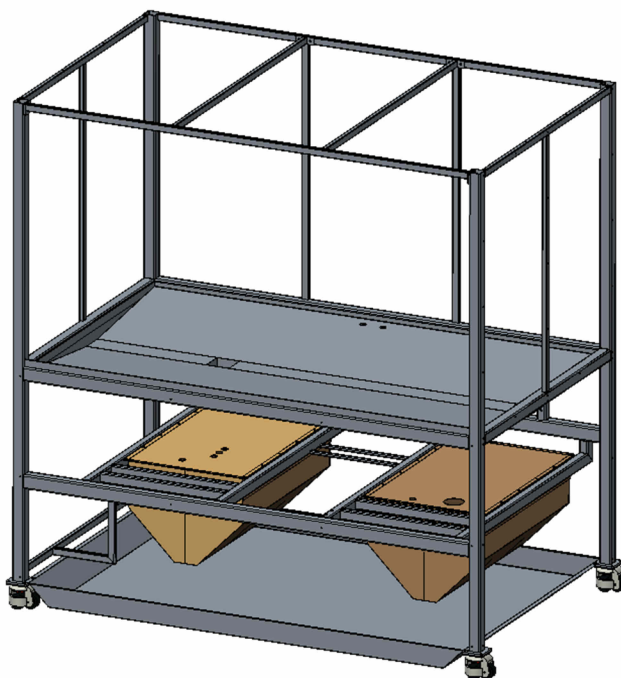


Obr.31 Svařovaný rám testovacího zařízení (model vytvořený v programu PTC CREO 2 Parametric)

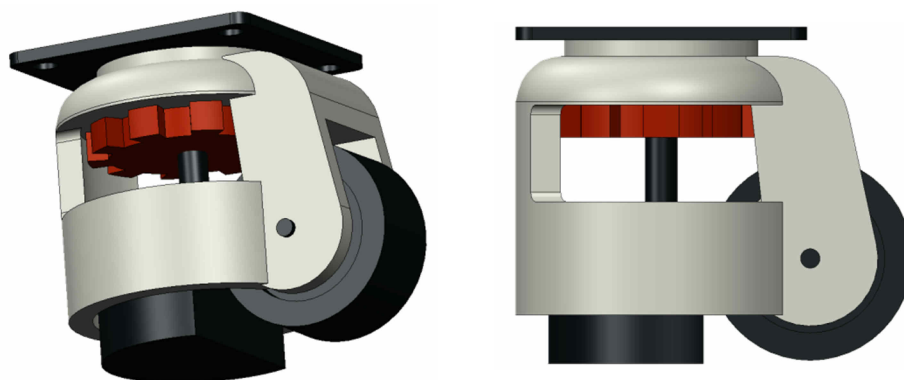
Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Střešní část rámu je pro případ nutnosti umístění velkých testovaných dílů zdvihacím zařízením odmontovatelná. Na rámu jsou umístěny olejové nádrže, sběrná vana pro odvod oleje při destrukci chladiče a bezpečnostní vana pro případ úniku oleje z některé části hydraulického okruhu. Rám je dále opatřen pojezdovými koly s výsuvnými patkami.



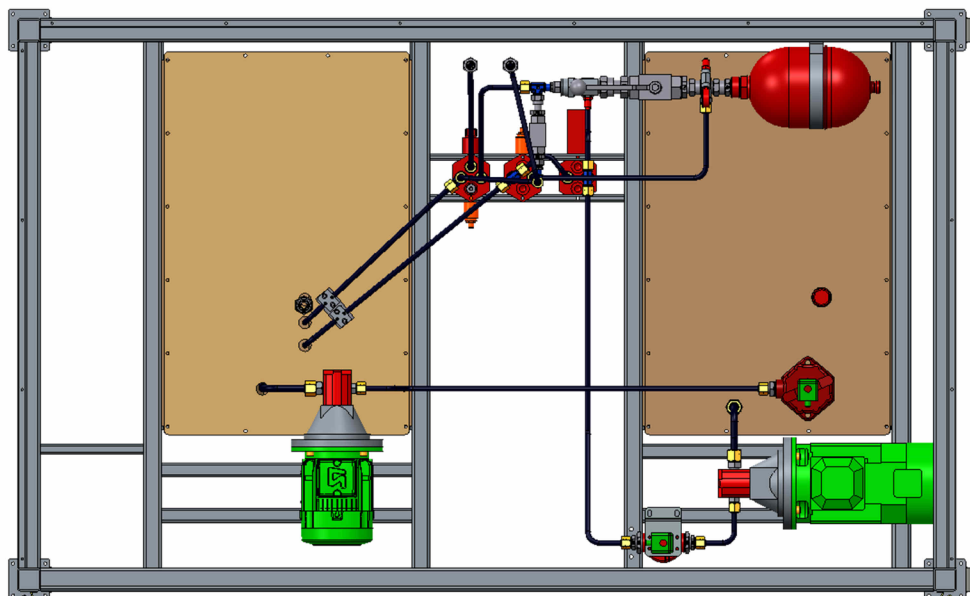
Obr.32 Nosný rám s olejovými nádržemi, vanou pro odvod oleje a bezpečnostní vanou
(model vytvořený v programu PTC CREO 2 Parametric)



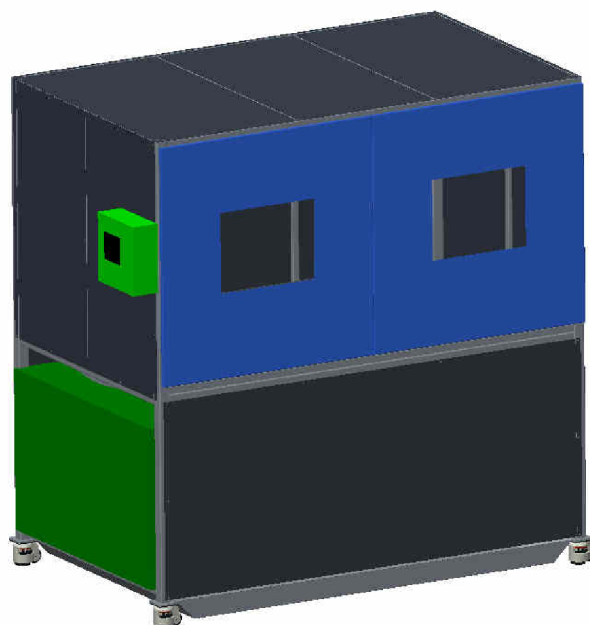
Obr.33 Pojezdové kolo s výsuvnou patkou (model vytvořený v programu PTC CREO 2
Parametric)

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.34 Model hydraulického okruhu v nosném rámu (model vytvořený v programu PTC CREO 2 Parametric)



Obr.35 Model testovacího zařízení s bezpečnostním krytváním, elektrickým rozvaděčem a ovládacím panelem (model vytvořený v programu PTC CREO 2 Parametric)

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

10 Návrh logiky řízení

Návrh logiky řízení je zpracován jako podklad pro naprogramování řídicího systému PLC a návržení elektrického rozvaděče.

Pracovní režimy

Test 1. **Statický test** – Test, při němž je chladič tlakován na požadovaný tlak, na daném tlaku je udržován po stanovenou dobu. Tlak je možno nastavit v rozmezí 0,5 MPa až 4 MPa.

Test 2. **Cyklický test** – Tlak je cyklicky zvyšován na předem definovanou hodnotu. Po jeho dosažení je opět uvolněn na hodnotu atmosférického tlaku. Tlak je možno nastavit v rozmezí 0,5 MPa až 1,6 MPa.

Test 3. **Test do destrukce** – V chladiči je postupně zvyšován tlak až do momentu, kdy dojde k destrukci chladiče. Maximální dosažitelná hodnota tlaku je 20 MPa.

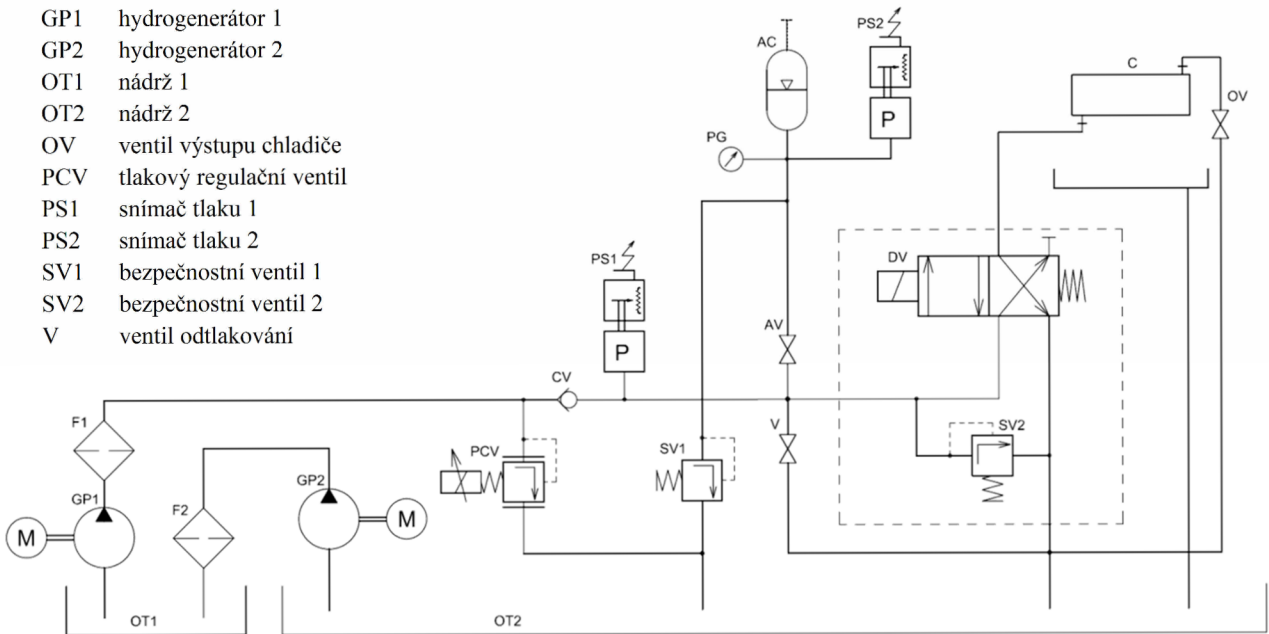
Režim plnění chladiče – tento pomocný pracovní režim slouží jako příprava před samotným testováním. Chladič je plněn hydraulickým olejem a následně důkladně odvzdušněn.

Servisní režim – tento pracovní režim umožňuje nezávisle ovládat jednotlivé výstupy, měřit a kontrolovat signály na jednotlivých vstupech.

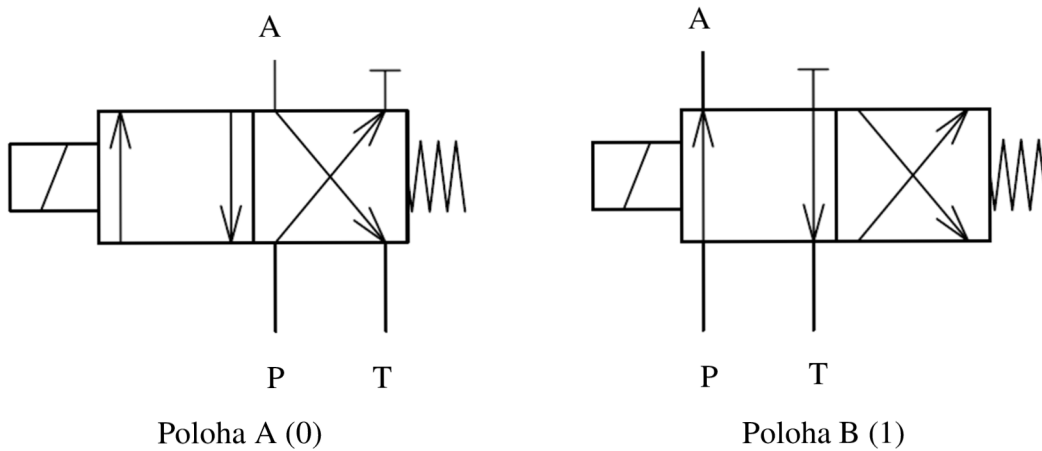
Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

- AC hydraulický akumulátor
- AV ventil akumulátoru
- C chladič
- CV zpětný ventil
- DV hydraulický rozvaděč
- F1 filtr 1
- F2 filtr 2
- GP1 hydrogenerátor 1
- GP2 hydrogenerátor 2
- OT1 nádrž 1
- OT2 nádrž 2
- OV ventil výstupu chladiče
- PCV tlakový regulační ventil
- PS1 snímač tlaku 1
- PS2 snímač tlaku 2
- SV1 bezpečnostní ventil 1
- SV2 bezpečnostní ventil 2
- V ventil odtakování



Obr.36 Hydraulické schéma



Obr.37 Polohy hydraulického rozvaděče

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Tab.3 Komponentů a jejich funkce

KOMPONENTY	FUNKCE
Hydraulický rozvaděč	přepínání tlakové a odpadní větve na vstupu do chladiče
Elektromotor 1	pohon hlavního hydrogenerátoru (1)
Elektromotor 2	pohon přečerpávacího hydrogenerátoru (2)
Elektromotor 3	pohon ventilátoru pro chlazení motoru 1
Regulační tlakový ventil	řízení tlaku v pracovní větvi
Tlakový snímač 1	měření tlaku oleje (do 200 bar)
Tlakový snímač 2	měření tlaku oleje (do 40 bar)
Ventil akumulátoru (ruční ovládání)	odpojení hydraulického akumulátoru a tlakového snímače 2, (při testu do destrukce)
Ventil na výstupu chladiče (ruční ovládání)	odvzdušňování chladiče
Ventil (ruční ovládání)	zajištění odtlakování části s akumulátorem při servisních pracích
Zpětný ventil	udržení tlaku v testované součásti při vypnutém hydrogenerátoru a zamezení zavzdušnění obvodu
Bezpečnostní zámek/ koncový spínač	uzamčení bezpečnostních dveří/ kontrola uzavření bezpečnostních dveří
Signalizace zanesení filtru 1	kontrola zanesení filtru 1
Signalizace zanesení filtru 2	kontrola zanesení filtru 2
Hladinový spínač 1	kontrola hladiny ve spodní části nádrže 1
Hladinový spínač 2	kontrola hladiny ve spodní části nádrže 2
Hladinový spínač 3	kontrola hladiny v horní části nádrže 2
Hladinový spínač 4	kontrola hladiny v horní části nádrže 1

Seznam vstupů a výstupů pro PLC

Seznam obsahuje všechny analogové i digitální vstupy a výstupy pro PLC. Pro volbu PLC s dostačujícím počtem vstupů a výstupů jsou do seznamu navíc zařazeny vstupy a výstupy potřebné pro plánovanou modifikaci testovacího zařízení.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Tab.4 Vstupy a výstupy pro PLC

AnalN	AI1	Tlakový snímač 1	4-20 mA
	AI2	Tlakový snímač 2	4-20 mA
	AI3	Teplotní snímač 3 (použito v budoucnu)	PT 100
	AI4	Teplotní snímač 4 (použito v budoucnu)	PT 100
AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4-20 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4-20 mA
DigIN	DI1	Signalizace zanesení filtru 1 (1. stupeň)	0/1
	DI2	Signalizace zanesení filtru 1 (2. stupeň)	0/1
	DI3	Signalizace zanesení filtru 2 (1. stupeň)	0/1
	DI4	Signalizace zanesení filtru 2 (2. stupeň)	0/1
	DI5	Hladinový signál 1	0/1
	DI6	Hladinový signál 2	0/1
	DI7	Ovladač nouzového zastavení	0/1
	DI8	Tipovací tlačítko (servisní přečerpávání oleje)	0/1
	DI9	Bezpečnostní zámek	0/1
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)*	0/1
	DO2	Motor 2	0/1
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0/1
	DO4	Hydraulický rozvaděč **	0/1
	DO5	Bezpečnostní zámek	0/1
	DO6	Motor 4 (použito v budoucnu)	0/1
	DO7	Topné těleso (použito v budoucnu)	0/1

**VFD je označení frekvenčního měniče*

***Relé pro ovládání hydraulického rozvaděče je namáháno vysokým počtem cyklů (v řádech desítek milionů ročně), z tohoto důvodu musí být použito polovodičové relé.*

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

10.1 Řízení pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru

Funkce

Tento okruh je určen pro přečerpávání a filtraci znečištěného hydraulického oleje z nádrže 2 do nádrže 1.

Zahájení přečerpávání

Přečerpávání je zahájeno při sepnutí spínače 1, po poklesu hladiny pod stanovenou výšku v nádrži 1 nebo při sepnutí spínače 3 po zaplnění nádrže 2. Opětovným rozepnutím kontaktů není přečerpávání přerušeno. Přečerpávání probíhá automaticky a není závislé na zvoleném režimu.

Ukončení přečerpávání

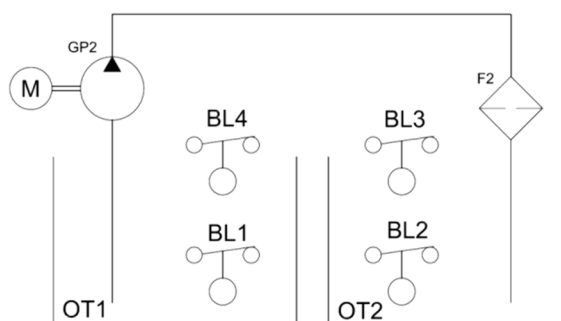
Přečerpávání je ukončeno při sepnutí kontaktu plovákového spínače 2, způsobeného poklesem hladiny v nádrži 2, nebo při sepnutí spínače 4 po zaplnění nádrže 1.

Ochrana hlavního hydrogenerátoru

Pokud dojde k výpadku činnosti přečerpávacího hydrogenerátoru, hrozí poškození hlavního hydrogenerátoru z důvodu možného zavzdušnění sacího potrubí.

Před poškozením je hlavní hydrogenerátor chráněn ukončením pracovního režimu, tedy vypnutím hnacího elektromotoru. Pracovní režim je ukončen, pokud po sepnutí hladinového spínače 1 nedojde k jeho opětovnému rozepnutí v době kratší než 30 sekund. Tuto hodnotu je možno přenastavit v servisním režimu.

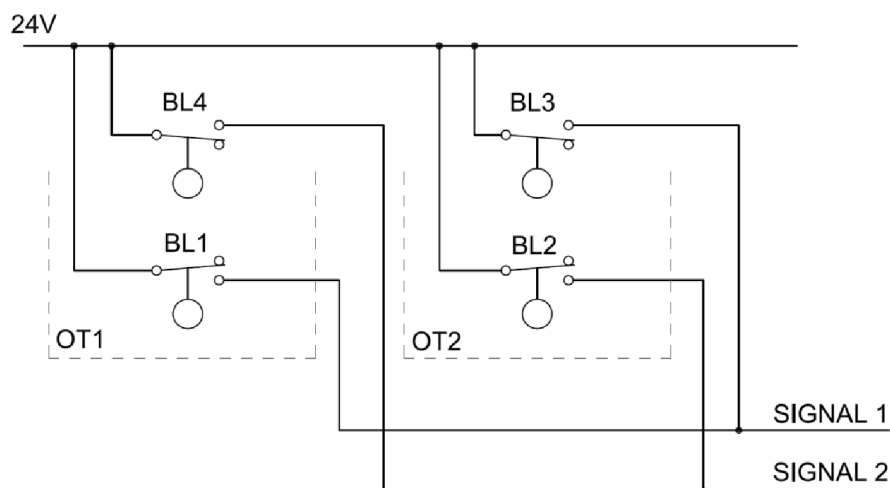
- GP2 hydrogenerátor 2
- BL1 hladinový spínač 1
- BL2 hladinový spínač 2
- BL3 hladinový spínač 3
- BL4 hladinový spínač 4
- OT1 nádrž 1
- OT2 nádrž 2



Obr.38 Schéma hydraulického zapojení přečerpávacího okruhu

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Obr.39 Schéma elektrického zapojení přečerpávacího okruhu

10.2 Řízení motoru 3

Funkce

Motor 3 slouží jako pohon nezávislého ventilátoru pro chlazení motoru 1, který je provozován při nízkých otáčkách, které jsou nedostatečné pro chlazení ventilátorem umístěným na hřídeli motoru 1.

Podmínky zpuštění motoru 3

Motor 3 je spouštěn zároveň s motorem 1 a je udržován v chodu po celou dobu provozu motoru 1. Po zastavení motoru 1 je pohon ventilátoru chlazení motorem 3 udržován po dobu 30 sekund pro dochlazování. Časový interval dochlazování je možné přenastavit v servisním režimu.

10.3 Pracovní režimy

Všechny testy mohou probíhat pouze za předpokladu, že jsou uzavřena bezpečnostní dvířka, tento stav je kontrolován koncovým spínačem bezpečnostního zámku. Bezpečnostní zámek je odemčen 30 sekund po ukončení testu.

Všechny pracovní režimy mohou být předčasně ukončeny pomocí tzv. STOP tlačítka nebo při zanesení některého z filtrů.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

10.3.1 Test 1 - Statický test

- před zahájením testu:
 - 1) rozvaděč je v poloze B
 - 2) ventil akumulátoru je otevřen
 - 3) tlakový ventil je nastaven na hodnotu minimálního tlaku

- volitelná nastavení při spouštění:
 - 1) požadovaný testovací tlak (0,5 MPa – 4 MPa)
 - 2) dovolená tolerance (0,005 MPa – 0,1 MPa)

Tab.5 PLC OUTPUT výstupy před zahájením testu 1

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	1
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

Zahájení testu

Motor je spuštěn na základní provozní otáčky 400 min^{-1} , následně je tlakový ventil plynule přenastaven na požadovanou hodnotu testovacího tlaku (nastaveno před spuštěním testu). Po dosažení požadovaného tlaku, který je kontrolován snímačem tlaku 2, je tlakový ventil plynule přenastaven zpět na minimální hodnotu tlaku a následně je vypnut motor. V chladiči je udržován tlak pomocí naplněného akumulátoru, který kompenzuje ztráty oleje způsobené netěsnostmi rozvaděče a zpětného ventilu.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Tab.6 PLC OUTPUT výstupy pro zahájení testu 1

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4,7 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4-20 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	1↔0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	1↔0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	1
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

Průběh testu

V případě plynulého poklesu tlaku o hodnotu dovolené tolerance (např. o 10 kPa, nastaveno při spouštění testu) z důvodu netěsností ostatních částí obvodu, dojde k doplnění akumulátoru. Způsob doplnění akumulátoru je shodný s postupem zahájení testu.

Pokud dojde k náhlému poklesu tlaku z důsledku porušení chladiče, test je ukončen.

Ukončení testu

Pro ukončení testu je tlakový ventil nastaven na minimální hodnotu tlaku, motor vypnut a rozvaděč přesunut do polohy A.

Tab.7 PLC OUTPUT výstupy pro ukončení testu 1

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	0
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

10.3.2 Test 2 - Cyklický test

- před zahájením testu:
 - 1) rozvaděč je v poloze A
 - 2) ventil akumulátoru je otevřen
 - 3) tlakový ventil je nastaven na hodnotu minimálního tlaku

- volitelná nastavení při spouštění:
 - 1) požadovaný testovací tlak 0,5 MPa až 1,6 MPa
 - 2) požadovaný počet cyklů 10^5 až $2 \cdot 10^6$

Tab.8 PLC OUTPUT výstupy před zahájením testu 2

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	0
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

Jištění maximální hodnoty tlaku

Hodnota tlaku nastavená na tlakovém proporčním ventilu zaručuje, že v průběhu celého cyklického testu nedojde k významnému překročení požadovaného testovacího tlaku.

Pro nastavení hodnoty jistícího tlaku je spuštěn motor hlavního hydrogenerátoru na základní provozní otáčky 400 min^{-1} . Tlakový ventil je plynule přenastaven na hodnotu jistícího tlaku. Jistící tlak má velikost požadovaného testovacího tlaku 0,5 MPa až 1,6 MPa zvýšenou o 0,1 MPa.

Hodnota elektrického proudu do tlakového ventilu, potřebná pro nastavení hodnoty jistícího tlaku, je uložena do paměti řídicího systému.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Zahájení testu

Tlak je po celou dobu testu kontrolován snímačem tlaku 2.

Pomocí tlakového proporcionálního ventilu je snížen tlak na hodnotu testovacího tlaku. Následně je zahájeno střídavé přesouvání polohy rozvaděče. Rozvaděč je přesunut do polohy B na dobu 250 ms, kdy dojde k natlakování chladiče. Následně je rozvaděč přesunut do polohy A na dobu 250 ms, během této doby dojde k odtlakování chladiče na hodnotu tlaku blížíící se atmosférickému tlaku.

Regulace plnicího tlaku

Po zahájení testu je tlakový proporcionální ventil nastaven zpět na hodnotu jistícího tlaku pomocí hodnoty potřebného proudu uloženého v paměti. Požadovaná hodnota plnicího tlaku je regulována otáčkami motoru.

Tab.9 PLC OUTPUT výstupy pro regulaci plnicího tlaku testu 2

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4-20 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4-20 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	1
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	1
	DO4	Hydraulický rozvaděč	1↔0
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

Končení testu

Test je ukončen, pokud dojde k porušení chladiče nebo po dokončení stanoveného množství cyklů. Porušení chladiče je zjištěno na základě náhlého snížení tlaku zapříčiněného únikem kapaliny přes porušený chladič.

Pro ukončení testu je tlakový ventil nastaven na minimální hodnotu tlaku, motor vypnut a rozvaděč přesunut do polohy A.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Tab.10 PLC OUTPUT výstupy pro ukončení testu 2

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	0
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

10.3.3 Test 3 - Test do destrukce

- před zahájením testu:

- 1) rozvaděč je v poloze B
- 2) ventil akumulátoru je uzavřen
- 3) tlakový ventil je nastaven na hodnotu minimálního tlaku

- volitelná nastavení při spouštění: 1) předpokládaná doba trvání testu, pro případ dosažení 20 MPa (volba 100 – 1000 sekund)

Tab.11 PLC OUTPUT výstupy před zahájením testu 3

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	1
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Zahájení testu

Motor je spuštěn na základní provozní otáčky 400 min^{-1} , následně je tlakovým proporcionálním ventilem plynule zvyšován tlak (dle zvolené časové závislosti) až do porušení chladiče nebo do dosažení maximální dovolené hodnoty (20 MPa). Tlak je kontrolován snímačem tlaku 1.

Porušení chladiče je zjištěno na základě náhlého poklesu tlaku.

Tab.12 PLC OUTPUT výstupy pro zahájením testu 3

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4,7 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4-20 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	1
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	1
	DO4	Hydraulický rozvaděč	1
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

Ochrana snímače tlaku 2

Snímač tlaku 2 je během testu do destrukce odpojen ventilem akumulátoru. Pro kontrolu uzavření a správné funkce ventilu akumulátoru jsou porovnávány hodnoty tlaku z obou snímačů. Na snímači 2 nesmí po zahájení testu docházet k nárůstu tlaku, pouze jen v minimální míře. V žádném případě nesmí tlak přesahovat maximální rozsah snímače 4 MPa. Pokud ventil akumulátoru není uzavřen nebo nemá dostatečnou těsnost, test je automaticky předčasně ukončen a zároveň je zobrazena varovná signalizace pro ventil akumulátoru.

Ukončení testu

Tlakový proporcionální ventil nastaven na minimální hodnotu tlaku, motor vypnut a rozvaděč přesunut do polohy A.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Tab.13 PLC OUTPUT výstupy pro ukončení testu 3

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	0
	DO5	Bezpečnostní zámek	1

10.3.4 Režim plnění chladiče

- před zahájením režimu: 1) rozvaděč je v poloze B
 2) ventil akumulátoru je otevřen
 3) tlakový ventil je nastaven na hodnotu minimálního tlaku

- volitelná nastavení při spouštění: 1) maximální tlak při plnění 0 až 0,3 MPa

Tab.14 PLC OUTPUT výstupy před zahájením režimu plnění

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	1
	DO5	Bezpečnostní zámek	0

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Zahájení plnění

Otáčky motoru jsou nastaveny na minimální hodnotu. Během plnění je možno otáčky motoru nastavovat. Po rozběhu motoru je tlak omezován tlakovým ventilem na stanovenou maximální hodnotu, pokud tlakový ventil není schopen přepouštět přebytečné množství oleje a tlak vystoupá nad stanovenou hodnotu, frekvenční měnič snižuje otáčky motoru, dokud tlak neklesne pod stanovenou hodnotu.

Tab.15 PLC OUTPUT výstupy pro zahájením režimu plnění

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4-20 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4-20 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	1
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	1
	DO4	Hydraulický rozvaděč	1
	DO5	Bezpečnostní zámek	0

Ukončení plnění

Pro ukončení plnění je tlakový ventil nastaven na hodnotu minimálního tlaku a motor pohonu hlavního hydrogenerátoru vypnut.

Tab.16 PLC OUTPUT výstupy pro ukončení režimu plnění

AnaOUT	AO1	Motor 1 (regulace otáček motoru)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	0
	DO5	Bezpečnostní zámek	0

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

10.3.5 Servisní režim

Možnosti nastavení

- 1) maximální doba mezi sepnutím a rozepnutím hladinového spínače 1
- 2) čas doběhu motoru 3 (motor ventilátoru) po zastavení motoru 1
- 3) základní provozní otáčky (počáteční nastavení 400 ot/min), minimum 200 ot/min.

Testy akčních členů

- 1) před zahájením servisního režimu jsou všechny výstupy v základním stavu (motory vypnuty, rozvaděč v poloze A, tlakový ventil nastaven na hodnotu minimálního tlaku, bezpečnostní zámek odemčen)
- 2) při tomto režimu je možno nezávisle ovládat jednotlivé výstupy (výjimkou je motor (2) pro přečerpávání, který zůstává řízen nezávisle, tuto funkci je možné odblokovat pouze manuálně pomocí tzv. tipovacího tlačítka) a snímat signály na vstupech (vstupy od snímačů tlaku je možno kalibrovat)

Ochrana komponentů

- 1) snímač tlaku 2 je chráněn před tlakem vyšším než 4 MPa, v případě přesažení této hodnoty je motor 1 vypnut a tlakový ventil přenastaven na hodnotu minimálního tlaku.
- 2) při tomto režimu je možno odblokovat automatické přečerpávání oleje tipovacím tlačítkem, toto odblokování umožňuje přečerpávání oleje i pod hladinu kontrolovanou plovákovými spínači (pro čištění nádrží), je důležité zabránit poškození hydrogenerátorů z důvodu možného zavzdušnění sacího potrubí.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

10.4 Signalizace zanesení filtrů

Oba olejové filtry jsou opatřeny dvoustupňovým signalizačním zařízením. Zařízení reaguje na velikost tlakové ztráty na filtru, která je způsobena zanesením filtrační vložky.

Zanesení filtru na 75%

Při zanesení filtru na 75% dojde k sepnutí prvního stupně signalizace a je rozsvícena varovná signalizace žluté barvy na příslušném filtru. Dále je signál přiveden do řídicího systému, který informuje obsluhu o stavu filtru pomocí zobrazovacího zařízení.

Tab.17 PLC INPUT vstupy pro signalizaci zanesení na 75%

DigIN	DI1	Signalizace zanesení filtru 1 (1. stupeň)	1
	DI3	Signalizace zanesení filtru 2 (1. stupeň)	1



Na zobrazovacím zařízení (např. FILTER 75)

Zanesení filtru na 100%

Při zanesení filtru na 100% dojde k sepnutí druhého stupně signalizace a je rozsvícena varovná signalizace červené barvy na příslušném filtru. Dále je přiveden signál do řídicího systému, který předčasně ukončí pracovní režim a informuje obsluhu o stavu filtru pomocí zobrazovacího zařízení.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Tab.18 PLC INPUT/OUTPUT vstupy a výstupy pro signalizaci zanesení na 100%

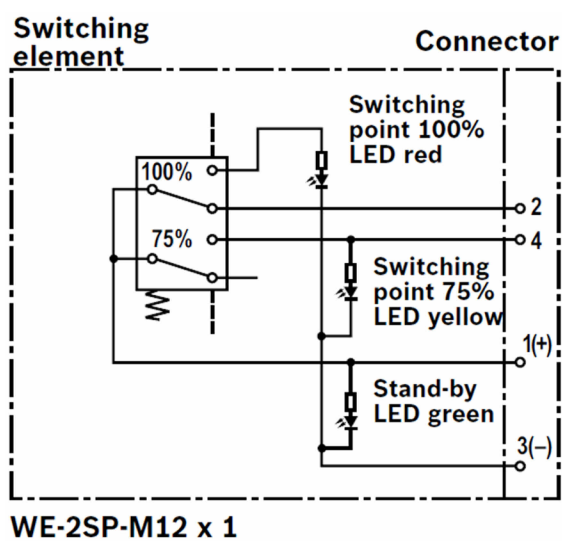
DigIN	DI2	Signalizace zanesení filtru 1 (2. stupeň)	1
	DI4	Signalizace zanesení filtru 2 (2. stupeň)	1



AnaOUT	AO1	Motor 1 (VFD)	4 mA
	AO2	Regulační tlakový ventil	4 mA
DigOUT	DO1	Motor 1 (VFD)	0
	DO3	Motor 3 (motor ventilátoru)	0
	DO4	Hydraulický rozvaděč	0
	DO5	Bezpečnostní zámek	1



Na zobrazovacím zařízení (např. FILTER 100)



Obr.40 Elektrické schéma signalizačního zařízení [17]

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Závěr

Hlavní cílem této práce bylo navrhnout hydraulický okruh a konstrukci testovacího zařízení pro kompresorové chladiče, které bude umožňovat provádět všechny testy dle zadání. Zařízení má umožňovat hydrostatický test při konstantním tlaku, test do destrukce a test s cyklickým namáháním, kdy dochází ke střídavému zvyšování tlaku na stanovenou hodnotu a snižování tlaku na hodnotu blízkou atmosférickému tlaku.

Aby bylo možné navrhnout hydraulický okruh a parametry všech použitých komponentů pro cyklické testování, bylo nezbytné zjistit, jaké množství hydraulické kapaliny je nutné načerpat do testovaného chladiče, aby bylo dosaženo požadovaného tlaku. Měření bylo provedeno pro chladič malého objemu, takže charakteristiky největšího možného testovaného chladiče jsou pouze odhadem. Zařízení bylo navrženo s dvojnásobně vyšší frekvencí, než bylo požadováno podle zadání. Pokud by chladiče vyšších rozměrů vyžadovali větší objem kapaliny pro natlakování, je možné snížit frekvenci cyklování a tím zvýšit plnicí objem. Tato jednoduchá úprava umožňuje zvýšit plnění s dostatečnou rezervou.

Předpokládané chování hydraulického okruhu pro cyklické testování bylo ověřeno pomocí simulace. Hlavním přínosem této simulace bylo zjištění průběhů tlaku v různých částech okruhu. Na základě těchto zjištění byl hydraulický okruh upraven tak, aby bylo sníženo cyklické namáhání u některých komponentů a tím byla prodloužena jejich životnost. Dále bylo simulací ověřeno, že je hydraulický okruh schopen pracovat při navrhované frekvenci.

Logika řízení je navržena v takové formě, aby mohla být použita jako podklad pro tvorbu řídicího programu a návrhu elektrotechnické části zařízení. Mimo požadovaných testů umožňuje zařízení i plnění testovaných vzorků hydraulickou kapalinou. Logika řízení je dále rozšířena o režim umožňující údržbové a kontrolní práce na zařízení.

Splnil jsem všechny body zadání práce.

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Seznam použité literatury

- [1] ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
- [2] Dvořák, L.: Vlastnosti tekutin (syllabus), VŠB Ostrava, 2010, 62 s.
- [3] Vaďura, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy, učební text VUT v Brně 1987
- [4] Kovaz. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.hydraulika-pneumatika.cz/zkusebni-stolice-na-hadice-se-zaznamovym-zarizenim-th5-3-bm-164132/>
- [5] Tusan. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.tusan.cz/eshop/index.php?sheet=p_zbozi&id_zbozi=73
- [6] Tevas. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.tevas.cz/nabidka-produktu/merici-a-zkusebni-zarizeni/zkusebni-zarizeni-pro-tlakove-zkousky>
- [7] Raiv. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.raiv.cz/zivotnostni-zkousky.html>
- [8] BOSCH Rexroth. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&DisplayType=tile&Region=none&VHist=Start,p537304,p537303&PageID=p620245>
- [9] BOSCH Rexroth. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&DisplayType=tile&Region=none&VHist=Start,p537333,p537335,p537698,p544858&PageID=p544864>
- [10] BOSCH Rexroth. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&DisplayType=tile&Region=none&VHist=Start,p537394,p537396,p537707,p548450&PageID=p548245>
- [11] BOSCH Rexroth. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&DisplayType=tile&Region=none&VHist=Start,p537427,p537428&PageID=p553562>

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

- [12] BOSCH Rexroth. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z:
<http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&DisplayType=tile&Region=none&VHist=Start,p537333,p537336,p537699,p545155&PageID=p545247>
- [13] BOSCH Rexroth. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z:
<http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&DisplayType=tile&Region=none&VHist=Start,p537333,p537336,p537699,p545155&PageID=p545160>
- [14] Danfoss Česká republika. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z:
http://www.danfoss.com/Czech_Republic/Products/Categories/List/IA/Pressure-transmitters/MBS-1200-OEM-Pressure-transmitter-for-Industrial-applications/503c9ee9-dd68-49f3-b17c-447f38c9ff9a.html
- [15] Průmyslové oleje. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z:
<http://www.prumysloveoleje.cz/prumysloveoleje-cz/eshop/6-1-Prumyslove-hydraulicke-oleje/0/5/22-Agip-OSO-32-20l//description#anch1>
- [16] KTR. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://onlinetools.ktr.com/cgi-bin/pump_web001.exe
- [17] BOSCH Rexroth. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z:
<http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&DisplayType=tile&Region=none&VHist=Start,p537431,p537434&PageID=p553755>

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Seznam použitých symbolů a zkratek

Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	název
A	[W · k ⁻¹]	Ochlazovací konstanta hydraulického obvodu
C	[J · k ⁻¹]	Celková tepelná kapacita hydraulického okruhu
c _O	[J · kg ⁻¹ · k ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita hydraulického oleje
c _S	[J · kg ⁻¹ · k ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita oceli
d ₁	[mm]	Světlost použitého hydraulického potrubí
d ₂	[mm]	Světlost hydraulického potrubí pro připojení hydraulického akumulátoru
d _H	[m]	Vnitřní průměr hadice
f _C	[Hz]	Navrhovaná frekvence cyklování
g	[m · s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h ₂₁	[mm]	Výška vodního sloupce vůči poloze chladiče, pro měření chladiče 2, měření 1
h ₂₁₁	[mm]	Pokles hladiny při měření chladiče 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa
k	[W · m ⁻² · k ⁻¹]	Součinitel prostupu tepla pro ocelové nádrže
M _{HG11}	[Nm]	Maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 1
M _{HG12}	[Nm]	Maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 2
M _{HG13}	[Nm]	Maximální točivý moment hlavního hydrogenerátoru pro test 3
M _{HG2}	[Nm]	Maximální točivý moment přečerpávacího hydrogenerátoru
m _S	[kg]	Přibližná hmotnost ocelových částí okruhu
p _{c211}	[Pa]	Tlak působící na chladič 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa
p _{c2max}	[Pa]	Maximální tlak v chladiči při testu 2
P _{HG11}	[W]	Maximální potřebný výkon pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 1
p _{HG11}	[Pa]	Maximální tlakový spád hlavního hydrogenerátoru pro test 1
P _{HG12}	[W]	Maximální potřebný výkon pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 2
p _{HG12}	[Pa]	Maximální tlakový spád hlavního hydrogenerátoru pro test 2
P _{HG13}	[W]	Maximální potřebný výkon pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 3
p _{HG13}	[Pa]	Maximální tlakový spád hlavního hydrogenerátoru pro test 3
P _{HG2}	[W]	Maximální potřebný výkon pohonu přečerpávacího hydrogenerátoru
p _{HG2}	[Pa]	Maximální tlakový spád přečerpávacího hydrogenerátoru
p _{m211}	[Pa]	Tlak naměřený při měření chladiče 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa
P _{THG}	[W]	Maximální tepelný výkon přiváděný od obou hydrogenerátorů
P _{THG12}	[W]	Maximální tepelný výkon přiváděný od hlavního hydrogenerátoru pro test 2
P _{THG2}	[W]	Maximální tepelný výkon přiváděný od přečerpávacího hydrogenerátoru
Q _{HG11}	[m ³ · s ⁻¹]	Požadovaný průtok hlavního hydrogenerátoru při testu 1
Q _{HG12}	[m ³ · s ⁻¹]	Požadovaný průtok hlavního hydrogenerátoru při testu 2

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Q_{HG13}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Požadovaný průtok hlavního hydrogenerátoru při testu 3
S_N	$[m^2]$	Minimální teplosměnná plocha nádrží
t_O	$[^{\circ}C]$	Teplota okolí
t_U	$[^{\circ}C]$	Ustálená teplota hydraulického okruhu při maximální zátěži
V_{c2}	$[m^3]$	Objem chladiče 2
V_{cmax}	$[m^3]$	Největší objem testovaného chladiče
V_{HG1}	$[m^3]$	Geometrický objem hlavního hydrogenerátoru
V_{HG2}	$[m^3]$	Geometrický objem přečerpávacího hydrogenerátoru
V_O	$[m^3]$	Objem oleje nacházejícího se v okruhu při maximálním zatížení
ΔV_{c211}	$[m^3]$	Zvýšení objemu chladiče 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa
ΔV_{c2max}	$[m^3]$	Předpokládaná změna objemu chladiče 2, pro maximální testovací tlak
ΔV_{Omax}	$[m^3]$	Úbytek kapaliny za jeden cyklus při největší objem testovaného vzorku
ΔV_{OR}	$[m^3]$	Objem kapaliny pro jeden cyklus při testu 2, s rezervou pro zavzdušnění
ΔV_{OS}	$[m^3]$	Maximální změna objemu hydraulické kapaliny při testu 2
ΔV_{v211}	$[m^3]$	Celková změna objemu vody v chladiči 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa
ΔV_{vs211}	$[m^3]$	Změna objemu vody stlačením, v chladiči 2, měření 1 pro volený tlak 50 kPa
η_{HM}	$[-]$	Hydraulicko-mechanická účinnost hydrogenerátoru
K_O	$[Pa]$	Modul objemové stlačitelnosti hydraulického oleje
K_v	$[Pa]$	Modul objemové stlačitelnosti vody
ρ_O	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota hydraulického oleje AGIP OSO 32
ρ_v	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota vody
ω_{11}	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 1
ω_{12}	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 2
ω_{13}	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost pohonu hlavního hydrogenerátoru pro test 3

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Seznam použitých zkratk

zkratka	význam
AC	hydraulický akumulátor
AnaIN	analogové vstupy
AnaOUT	analogové výstupy
AV	ventil akumulátoru
BL1	hladinový spínač 1
BL2	hladinový spínač 2
BL3	hladinový spínač 3
BL4	hladinový spínač 4
C	chladič
CV	zpětný ventil
DigIN	digitální vstupy
DigOUT	digitální výstupy
DV	hydraulický rozvaděč
F1	filtr 1
F2	filtr 2
GP1	hydrogenerátor 1
GP2	hydrogenerátor 2
MB1	Měřicí bod 1
MB2	Měřicí bod 2
MB3	Měřicí bod 3
MB4	Měřicí bod 4
MB5	Měřicí bod 5
MB6	Měřicí bod 6
OT1	nádrž 1
OT2	nádrž 2
OV	ventil výstupu chladiče
PCV	tlakový regulační ventil
PS1	snímač tlaku 1
PS2	snímač tlaku 2
SV1	bezpečnostní ventil 1
SV2	bezpečnostní ventil 2
Test 1	hydrostatický test
Test 2	cyklický test
Test 3	test do destrukce
V	ventil odtakování
VFD	označení frekvenčního měniče

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Seznam výkresové dokumentace

Rám

Výkres svarku (4 listy)

Olejová nádrž

Výkres svarku (3 listy)

Testovací zařízení

Hlavní sestava (1 list)

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Seznam příloh

Příloha 1

Technický list elektromotoru LS 1,1 kW

Příloha 2

Technický list elektromotoru LS 0,75 kW

Příloha 3

Ukázka zhotoveného nosného rámu

Příloha 4

Ukázka realizace sestav hydrogenerátorů

Příloha 5

Ukázka vyrobené olejové nádrže

Příloha 6

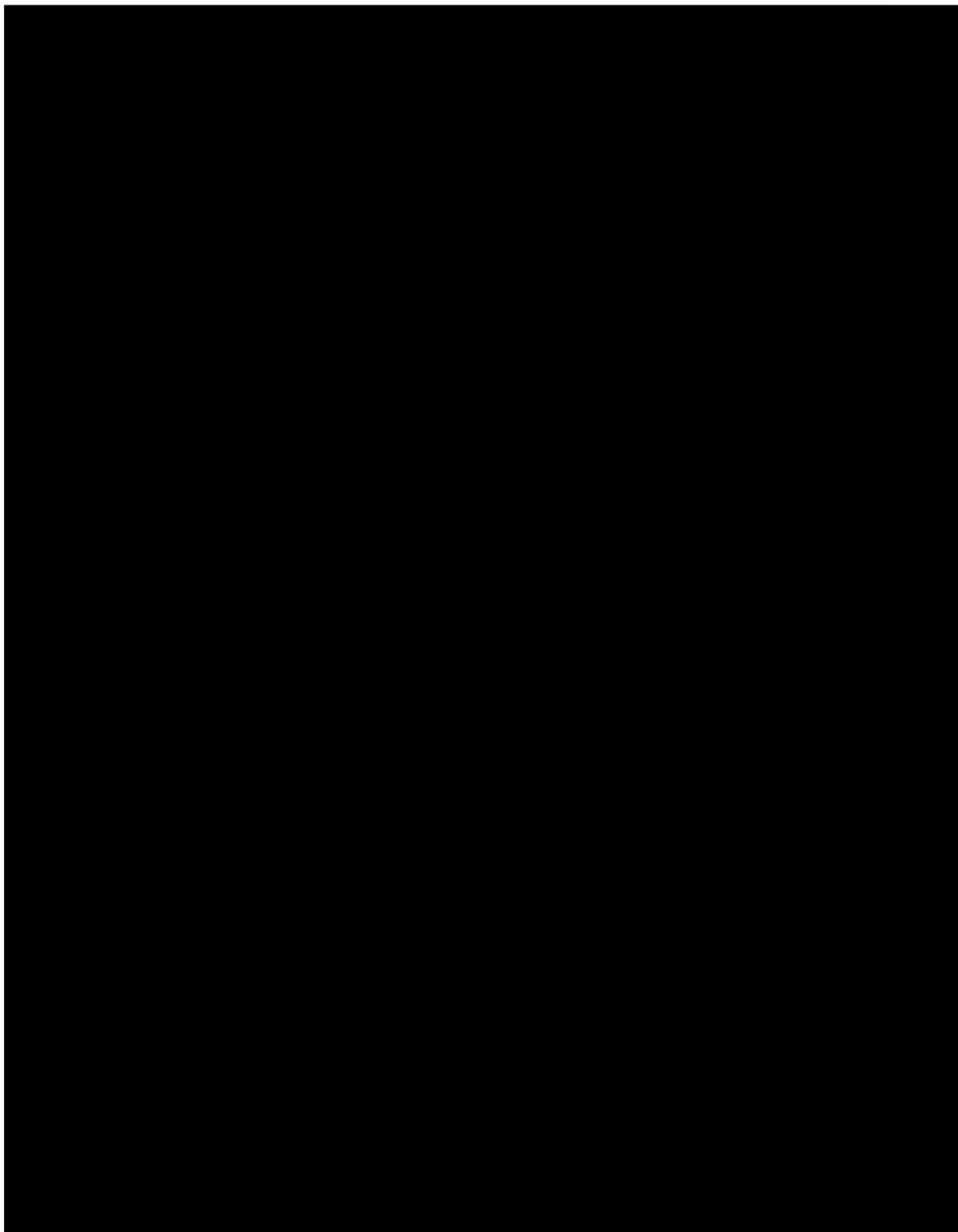
Elektrický rozvaděč

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

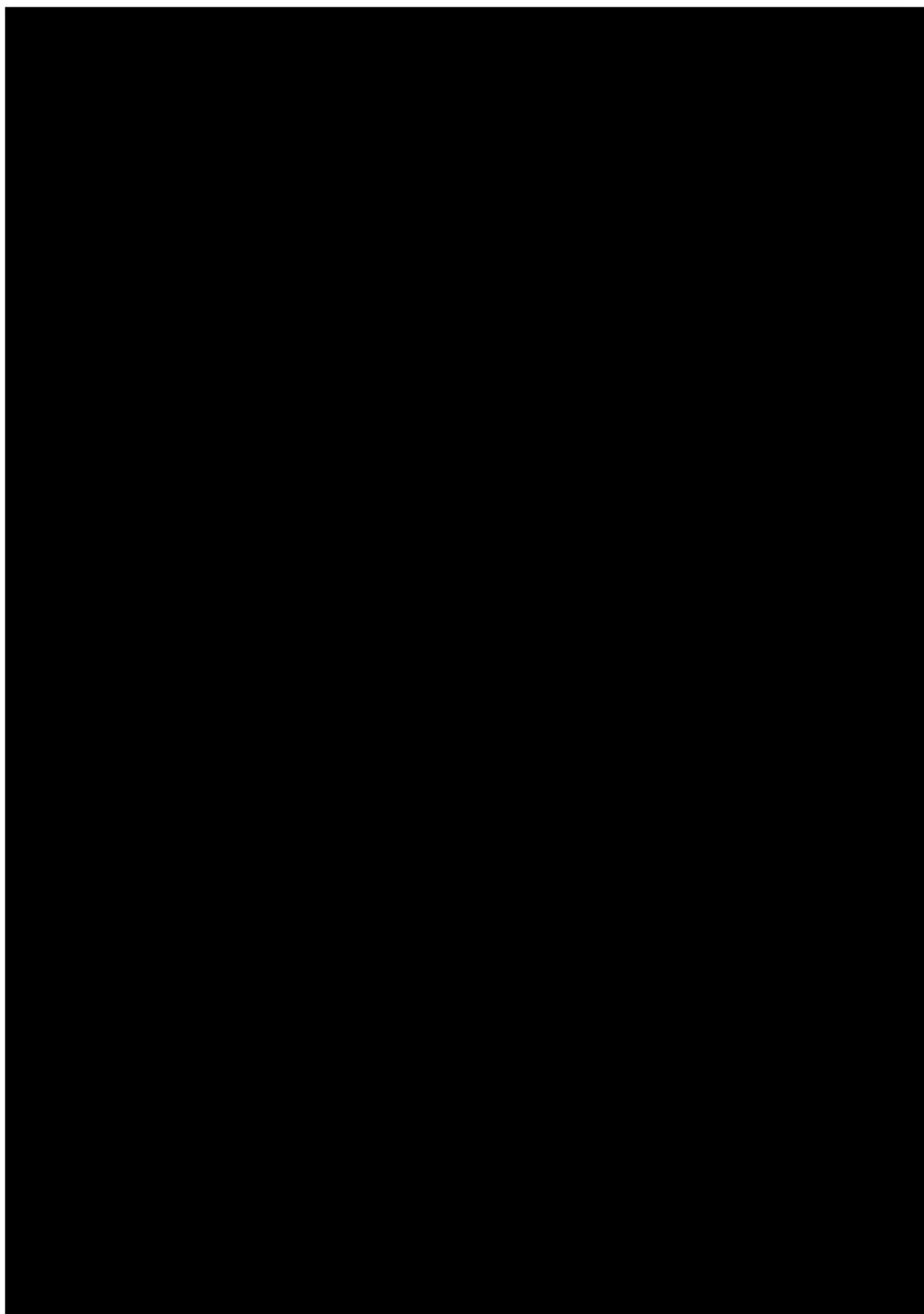
Přílohy

Příloha 1 – Technický list elektromotoru LS 1,1 kW



Diplomová práce

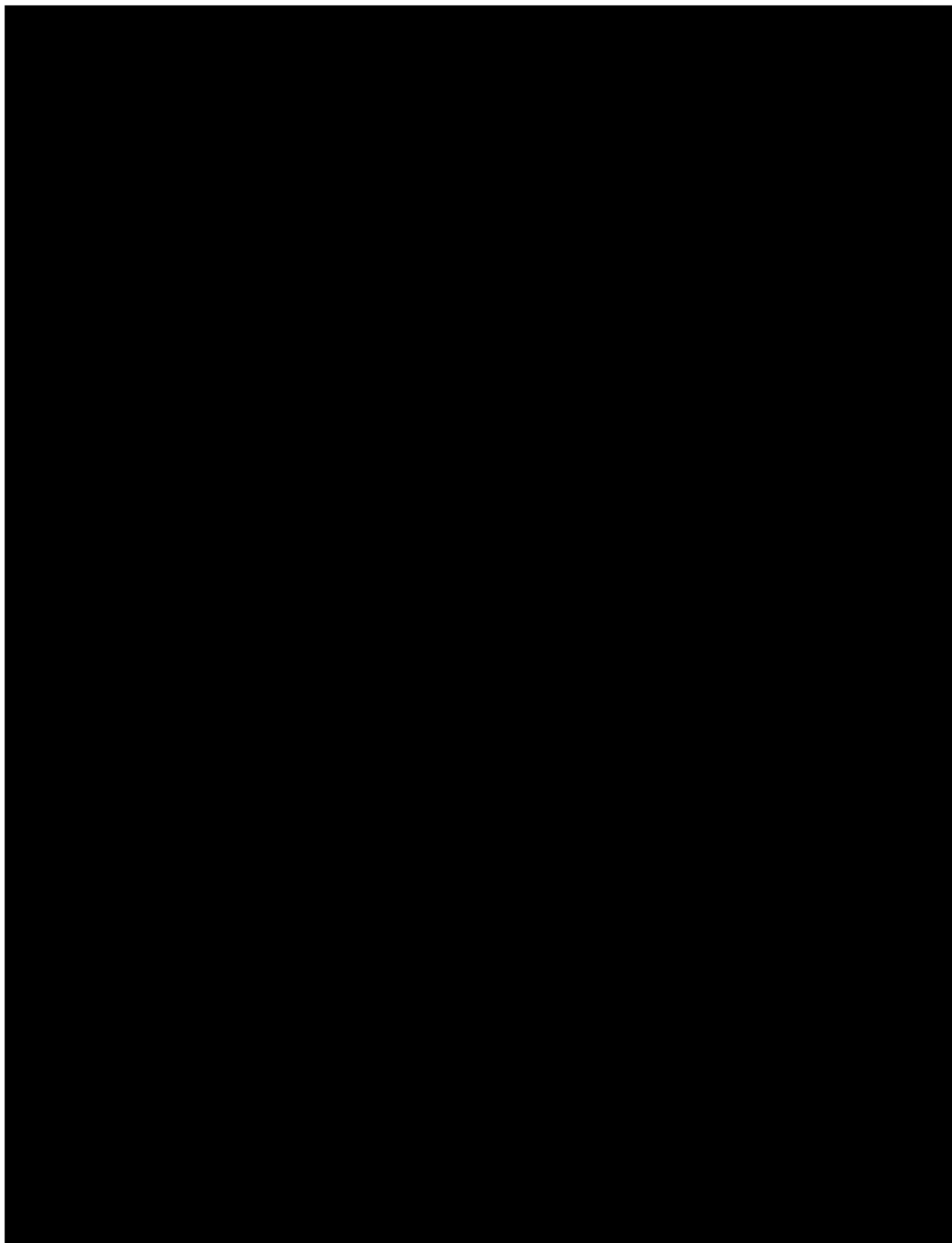
Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Diplomová práce

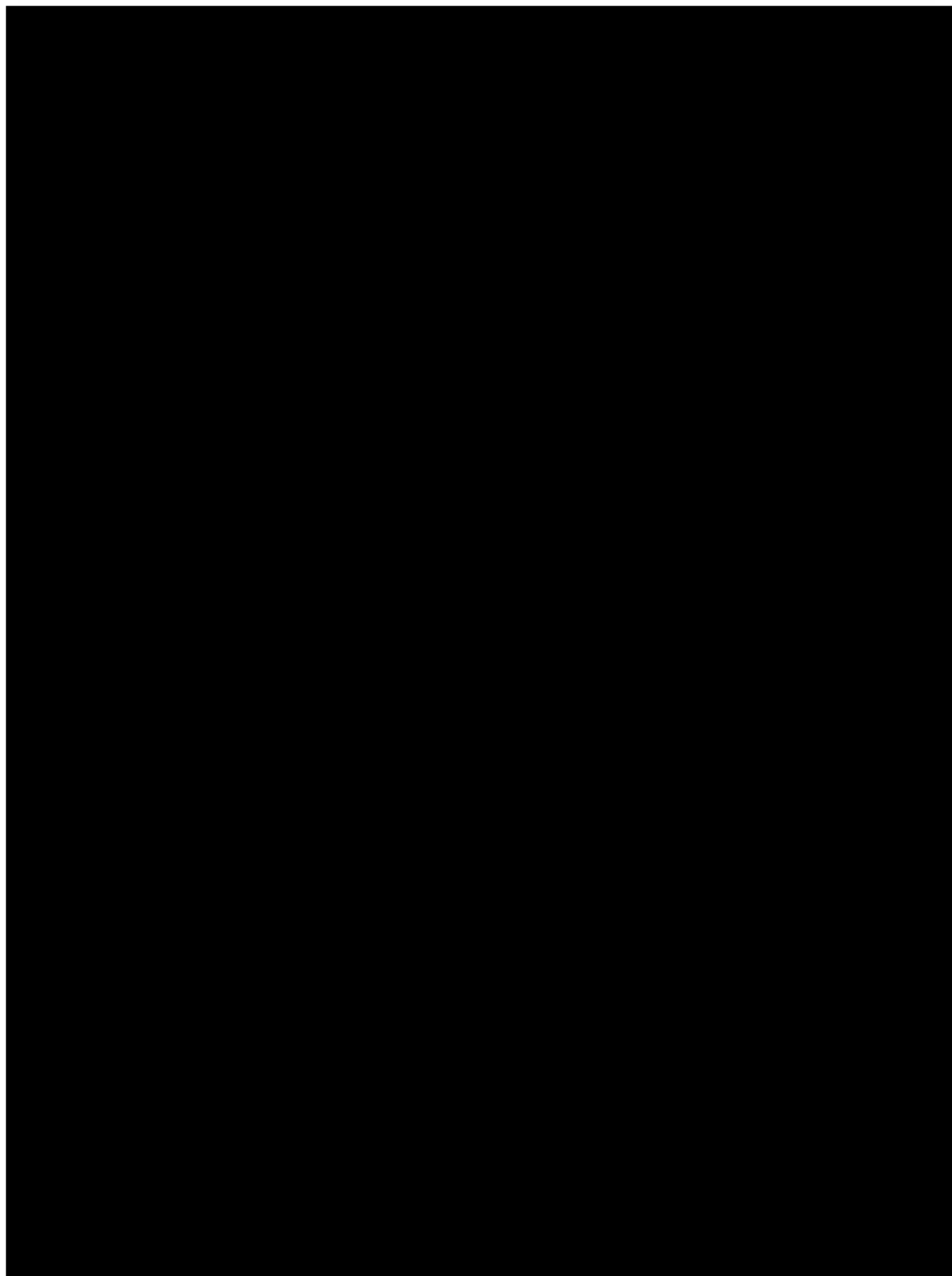
Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Příloha 2 - Technický list elektromotoru LS 0,75 kW



Diplomová práce

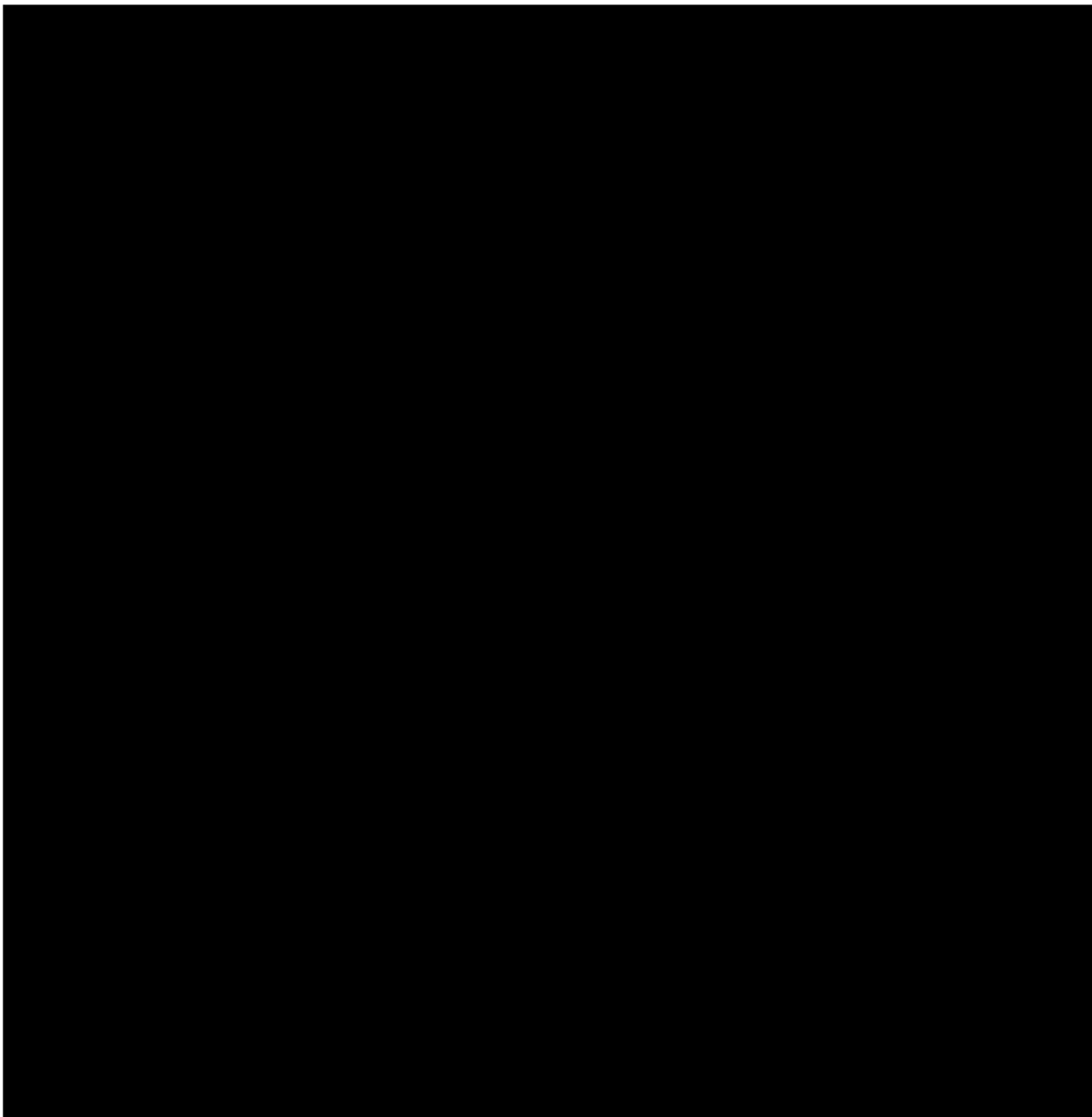
Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem



Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Příloha 3

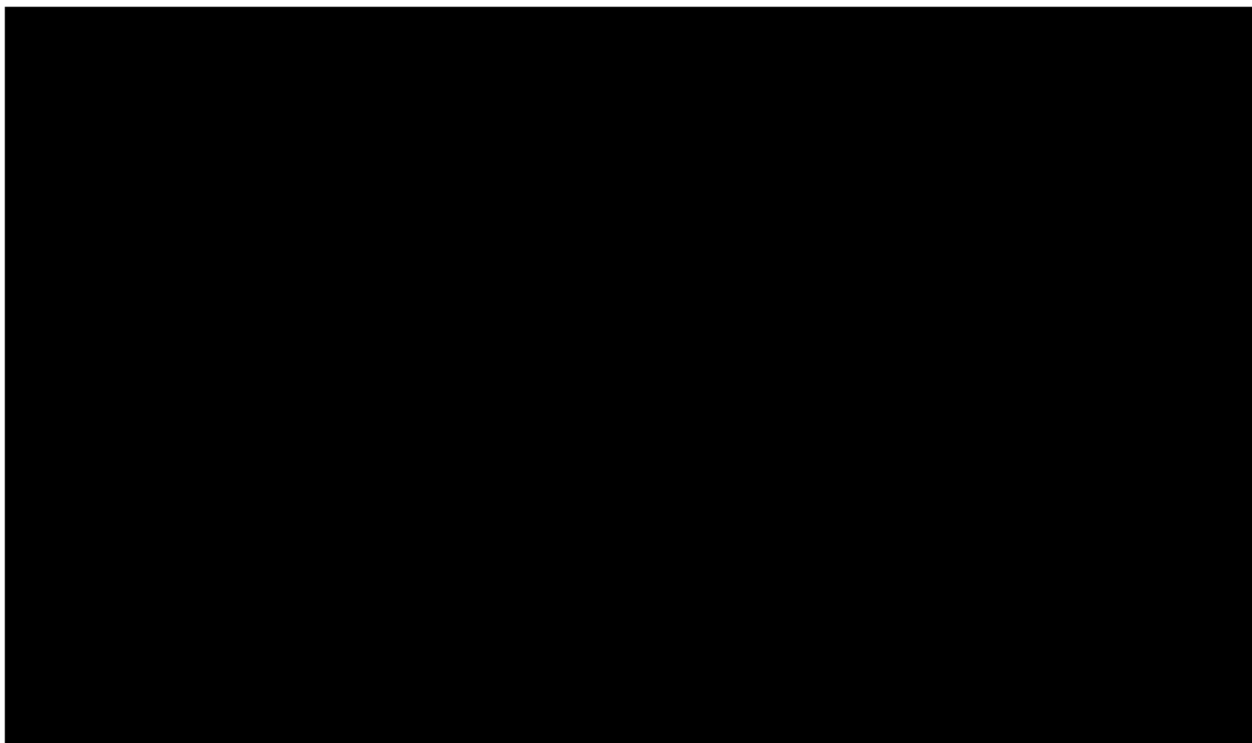


Obr.41 Zhotovený rám s několika instalovanými díly

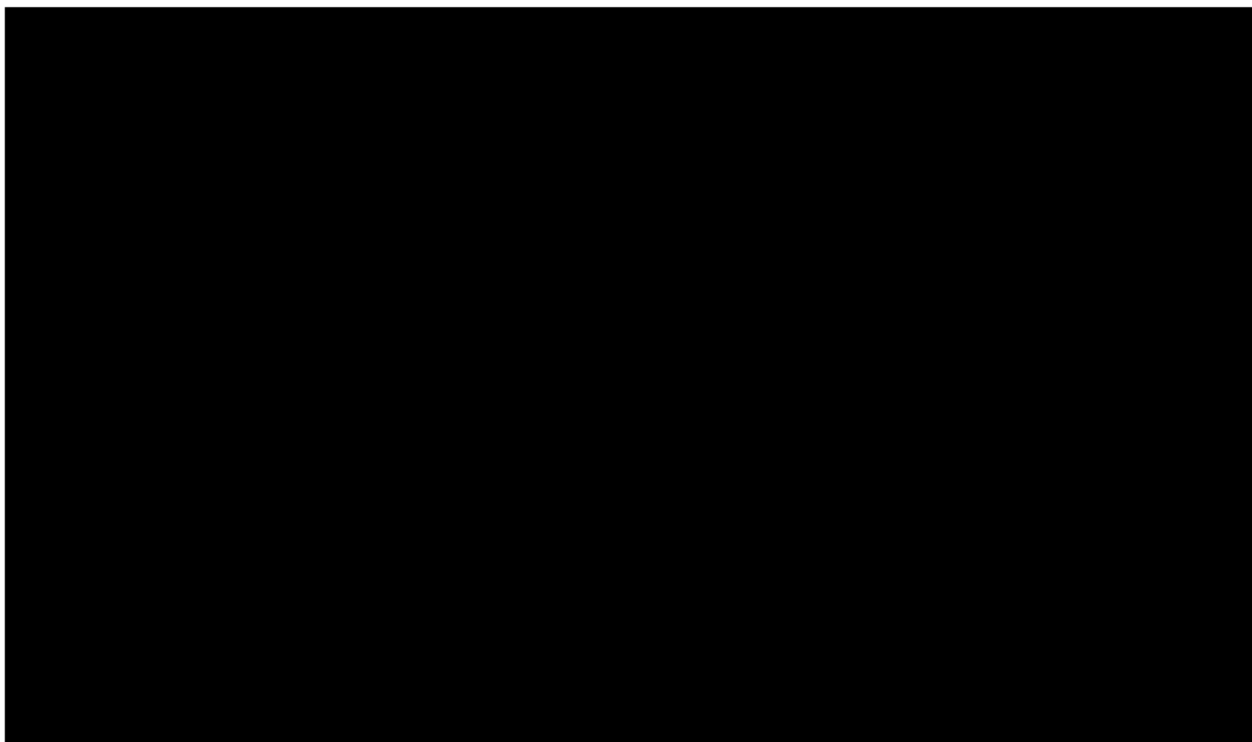
Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Příloha 4



Obr.42 Realizace sestavy hlavního hydrogenerátoru s pohonem

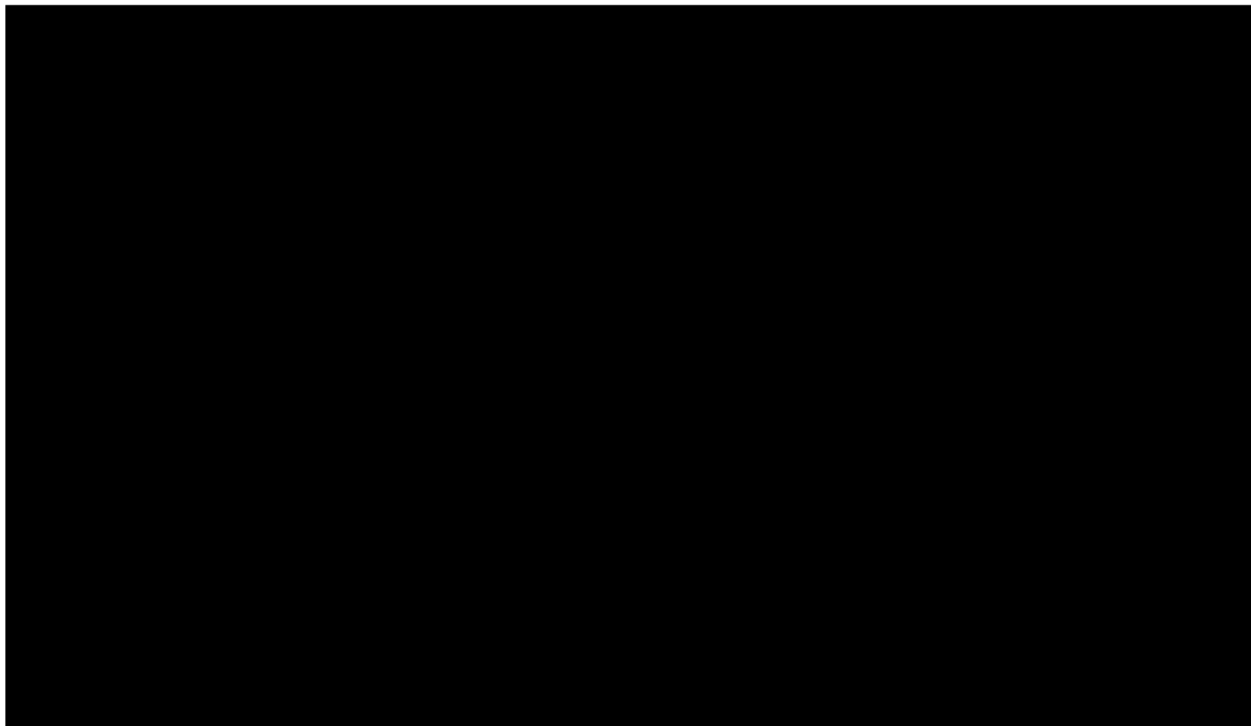


Obr.43 Realizace sestavy přečerpávacího hydrogenerátoru s pohonem

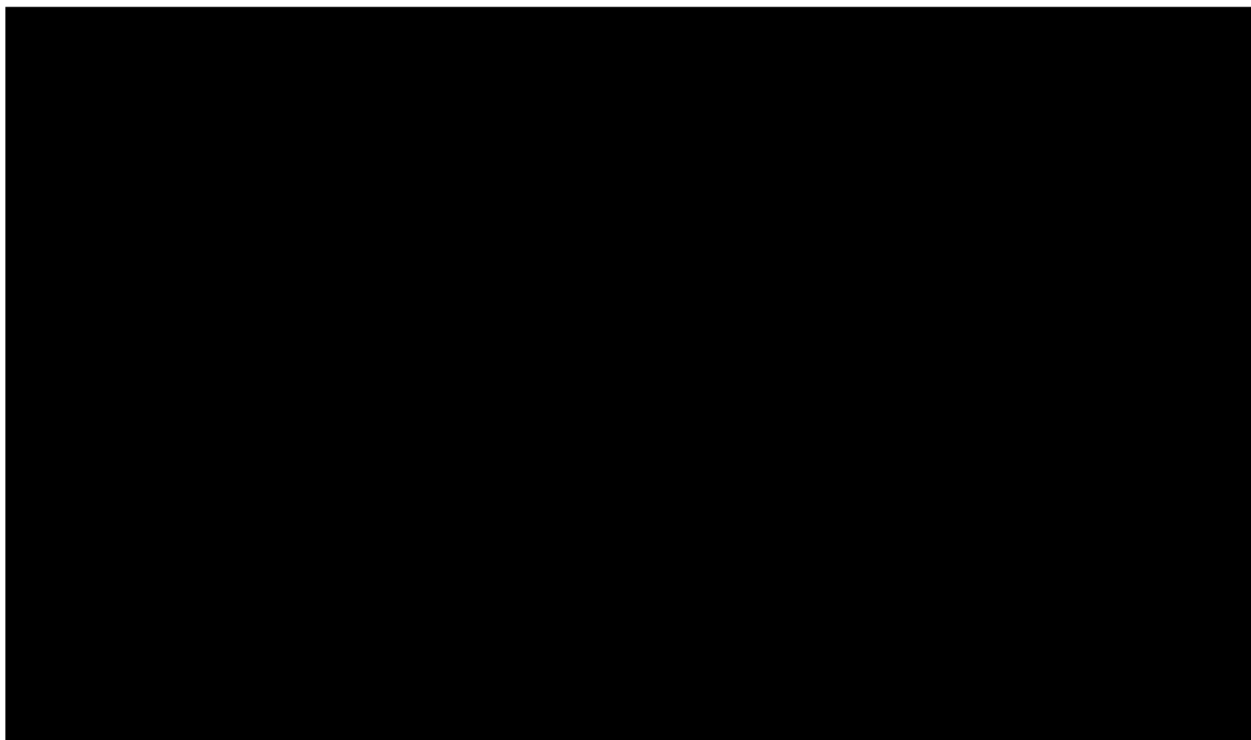
Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Příloha 5



Obr.44 Olejová nádrž umístěná na nosném rámu

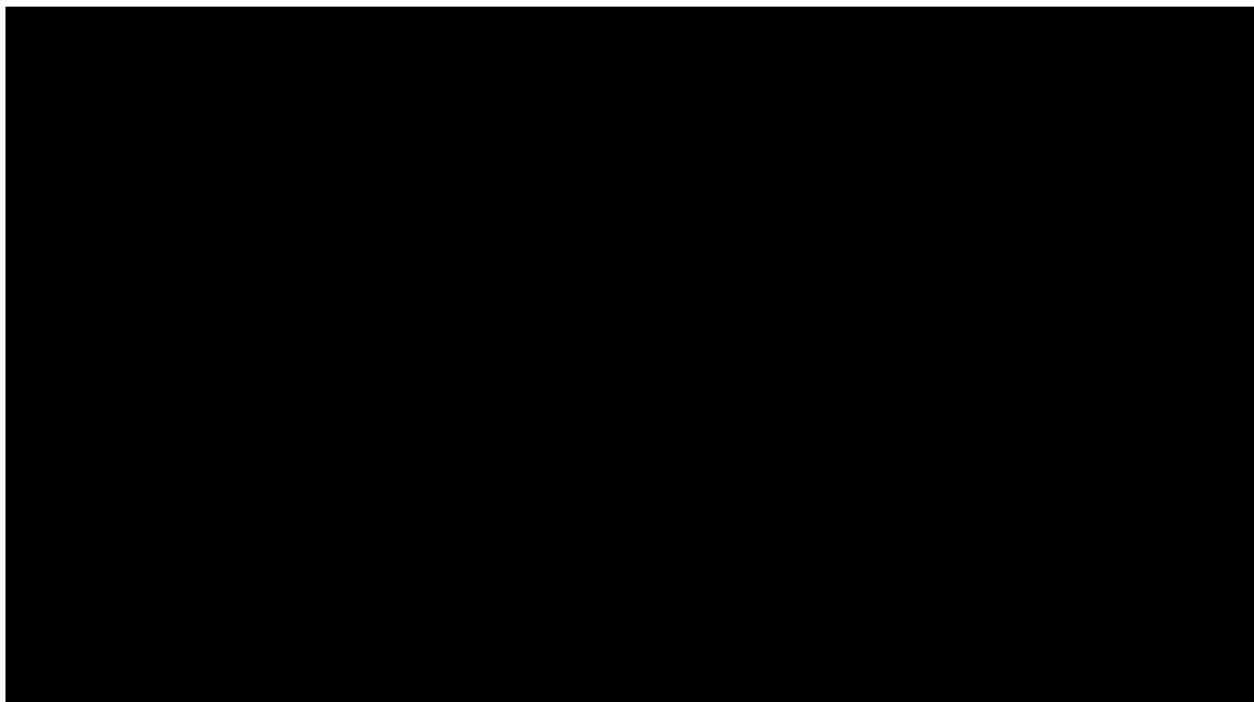


Obr.45 Olejová nádrž s plovákovými spínači

Diplomová práce

Návrh testovacího zařízení pro statické a cyklické namáhání chladičů tlakem

Příloha 6



Obr.46 Realizovaný elektrický rozvaděč, navržený na základě dodané logiky řízení