



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**UMĚLÉ SRDCE NA PRINCIPU PLYNOVÝCH
AKUMULÁTORŮ**

ARTIFICIAL HEART ON THE PRINCIPLE OF GAS ACCUMULATORS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Kunický

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. František Pochylý, CSc.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Ondřej Kunický**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. František Pochylý, CSc.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Umělé srdce na principu plynových akumulátorů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Záměrem diplomové práce je tvorba matematického modelu objemového čerpadla s využitím stlačitelné kapaliny. Základem bude stavová rovnice pro nestacionární děje. Na matematický model bude navazovat konstrukční studie a v závěru konstrukce čerpadla. Výkresová dokumentace bude sloužit pro výrobu na 3D tiskárně. Vyhodnoceny budou charakteristiky čerpadla v závislosti na frekvenci tlakových pulzací.

Cíle diplomové práce:

Návrh kompresoru, návrh plynových akumulátorů, návrh ventilů, návrh celého pneumatického obvodu a jeho výpočtové modelování.

Charakteristika čerpadla.

Seznam doporučené literatury:

CENGEL, Yunus A. a John M. CIMBALA. Fluid mechanics: fundamentals and applications. 2nd ed. Boston: McGraw-Hill Higher Education, c2010. ISBN 00-772-9546-3.

KOPÁČEK, Jaroslav. Pneumatické mechanismy. 3. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2015. ISBN 978-80-248-3778-9.

BRDIČKA, Miroslav. Mechanika kontinua. Praha: Československá akademie věd, 1959. Úvod do teoretické fyziky.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem umělého srdce na principu plynových akumulátorů. Úvodní část popisuje anatomii a fyziologii kardiovaskulárního systému u člověka, mechanické srdeční náhrady a základní vlastnosti pneumatických mechanismů. Dále je v práci uveden postup návrhu pneumatického obvodu a jeho simulace v programu Simulink. Experimentální část obsahuje ověření funkčnosti pneumatického obvodu, navrženého objemového čerpadla a naměřené charakteristiky obou pracovních komor. V poslední části práce jsou uvedeny možnosti zmenšení rozměrů a hmotnosti celého mechanismu. Součástí je i výpočtové modelování pneumatického obvodu s použitím hélia jako pracovního média.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kardiovaskulární systém, umělé srdce, pneumatický mechanismus, experimentální ověření, výpočtové modelování, charakteristika čerpadla

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of an artificial heart based on the principle of gas accumulators. The introductory part describes the anatomy and physiology of the human cardiovascular system, mechanical heart replacement and the basic properties of pneumatic mechanisms. Furthermore, there is shown the procedure of pneumatic circuit design and its simulation in the program Simulink. The experimental part contains verification of the functionality of the pneumatic circuit, designed the positive displacement pump, and the measured characteristics of both ventricles. The last part of the work deals with the reduction possibilities of dimensions and weight of the whole mechanism. There is also included computational modelling of the pneumatic circuit using helium as a working medium.

KEYWORDS

Cardiovascular system, artificial heart, pneumatic mechanism, experimental verification, computational modelling, pump characteristics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUNICKÝ, Ondřej. *Umělé srdce na principu plynových akumulátorů* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121599>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce František Pochylý.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že diplomová práce je mým původním dílem, vypracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Františka Pochylého, CSc. a uvedl jsem všechny použité zdroje a literaturu.

V Brně 26. června 2020

.....

Bc. Ondřej Kunický

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu prof. Ing. Františkovi Pochylému, CSc. za odborné vedení a poskytnutí cenných rad, panu Ing. Martinu Hudcovi, Bronislavovi Kusému a Karlu Večeřovi za realizaci experimentálních měření, dále Ing. Lukáši Dvořákovi, Ph.D. za vstřícnost a konzultace ohledně modelování pneumatického obvodu v programu Simulink. A rád bych také poděkoval své rodině a přítelkyni za projevenou podporu během studia.

OBSAH

ÚVOD	12
1 ANATOMIE KARDIOVASKULÁRNÍHO SYSTÉMU U ČLOVĚKA	13
1.1 Srdce	15
1.1.1 Srdeční chlopně	16
1.1.2 Činnost srdce	17
1.2 Krevní cévy	18
1.2.1 Tepny	19
1.2.2 Žíly	19
1.3 Krev	20
2 FYZIOLOGIE KRVE A KREVNÍHO OBĚHU	22
2.1 Hemodynamika krevního oběhu	22
2.1.1 Průtok krve, tlak krve a periferní odpor	22
2.1.2 Proudění krve	23
2.1.3 Viskozita krve	24
2.2 Fyziologie srdce	25
2.2.1 Minutový srdeční výdej	27
2.2.2 Práce a výkon srdce	28
2.3 Fyziologie krve	29
2.3.1 Červené krvinky	29
3 MECHANICKÉ SRDEČNÍ PODPORY A NÁHRADY	30
3.1 Institut klinické a experimentální medicíny	32
3.1.1 Biokompatibilní umělé srdce CARMAT TAH	32
3.1.2 Totální srdeční náhrada SynCardia	33
3.1.3 3D „vytisklé“ srdce	35
4 PNEUMATICKÝ MECHANISMUS	36
4.1 Vlastnosti pneumatických mechanismů	37
4.2 Základní parametry pneumatických mechanismů	38
4.2.1 Tlak	38
4.2.2 Průtok	39
4.3 Proudění plynu	39
4.3.1 Proudění plynu ve vedení	40
4.3.2 Průtok plynu zúženým průřezem	43
4.3.3 Výtoková rychlost a průtok při vyprazdňování	44
4.4 Řídící prvky pneumatických mechanismů	45
4.4.1 Obvody pneumatických mechanismů	46
4.5 Metody výpočtu pneumatického obvodu	46

4.5.1	Průtokový diagram.....	46
4.5.2	Metoda ekvivalentního průtoku	47
4.5.3	Použití rovnice pro podkritické proudění.....	49
4.6	Dynamika pneumatických mechanismů.....	49
4.6.1	Odpor proti přenosu energie	49
4.6.2	Pohybové rovnice pneumatických mechanismů.....	50
4.7	Simulační software pneumatických obvodů	50
4.7.1	Simulační systém MATLAB – Simulink	50
4.7.2	Simpneu	52
5	NÁVRH PNEUMATICKÉHO OBVODU.....	53
5.1	Nároky a parametry kladené na pneumatický obvod	53
5.2	Prvotní uspořádání obvodu.....	53
5.3	Experimentální ověření obvodu – fáze 1	54
5.3.1	Proces čerpání kapaliny	55
5.3.2	Průběh experimentu.....	55
5.3.3	Výsledky a zhodnocení experimentu	56
5.4	Experimentální ověření obvodu – fáze 2	57
5.4.1	Použité komponenty	57
5.4.2	Průběh experimentu.....	62
5.4.3	Výsledky experimentu	65
5.4.4	Hydraulický obvod	66
5.4.5	Návrh na další fázi experimentálního ověření	67
5.5	Experimentální ověření obvodu – fáze 3	68
5.5.1	Popis experimentu	69
5.6	Experimentální ověření obvodu – fáze 4	70
5.6.1	Popis experimentu	73
6	VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ PNEUMATICKÉHO OBVODU	75
6.1	Použité bloky a bloková schémata.....	75
6.1.1	Seznam použitých bloků.....	75
6.1.2	Snímače a subsystém	80
6.2	Nastavení výpočetního modelu.....	82
6.3	Výpočtové modelování obvodu s jednou komorou	85
6.3.1	Výsledky pneumatického modelu s jednou komorou	86
6.3.2	Porovnání výsledků	88
6.4	Výpočtové modelování obvodu se dvěma komorami.....	89
6.4.1	Propojení pracovních komor	90
6.4.2	Výsledky simulace	91
6.4.3	Výsledky pneumatického modelu se dvěma komorami.....	91

6.4.4	Porovnání výsledků	93
7	EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ OBJEMOVÉHO ČERPADLA	94
7.1	Jednokomorový systém.....	94
7.1.1	Měření objemového čerpadla	95
7.1.2	Výsledky jednokomorového objemového čerpadla	96
7.1.3	Zhodnocení výsledků.....	97
7.2	Dvoukomorový systém	98
7.2.1	Výsledky dvoukomorového objemového čerpadla	98
7.2.2	Zhodnocení a porovnání výsledků	100
7.3	Nejistoty měření	101
8	VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ SYSTÉMU S POUŽITÍM HÉLIA	103
8.1	Tlakové ztráty v pneumatickém obvodu	103
8.1.1	Tlaková ztráta ve vedení	103
8.1.2	Tlaková ztráta ve ventilu	104
8.1.3	Propustnost ventilu.....	105
8.2	Výpočtové modelování přetlakového systému	105
8.2.1	Nastavení použitých bloků	106
8.2.2	Odhad výkonu zdroje.....	106
8.3	Rozmístění komponentů umělé srdeční náhrady	107
8.3.1	Nákres umělé srdeční náhrady	108
8.3.2	Futuristický pohled na pneumatickou srdeční náhradu	109
8.3.3	Shrnutí přetlakového pneumatického systému	109
ZÁVĚR		111
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		113
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ		116
SEZNAM PŘÍLOH.....		118

ÚVOD

Kardiovaskulární onemocnění se řadí mezi civilizační¹ choroby. Dle Světové zdravotnické organizace jsou nejčastější příčinou úmrtí v zemích EU, ale i globálně. Více lidí celosvětově zemře v důsledku kardiovaskulárních chorob než jakýchkoliv jiných příčin. WHO² odhaduje, že v roce 2016 zemřelo na kardiovaskulární onemocnění 17,9 milionů lidí, což představuje přibližně 31 % všech úmrtí na celém světě v tomto roce. Jedná se tedy o nezanedbatelné statistiky, a především o jeden z hlavních důvodů motivace k vývoji stále lepších srdečních podpor a náhrad. [11], [12]

Mechanické srdeční podpory a náhrady dnes představují nejvýznamnější pomoc pacientům se srdečním selháním. Použití mechanické podpory krevního oběhu je považováno za metodu s největším potenciálem pro překlenutí kritického období do transplantace srdce. Avšak problémem je nedostatek vhodných dárců, což znamená, že tato metoda léčby je dostupná pouze omezenému počtu nemocných. [13] Také z tohoto důvodu je kladen důraz na další vývoj a výzkum totálních srdečních náhrad.

V práci bude nejprve vypracována komplexní rešeršní studie anatomie a fyziologie kardiovaskulárního systému u člověka, pneumatických mechanismů a aktuálně používaných srdečních podpor a náhrad.

Po rešeršní studii bude následovat návrh pneumatického obvodu, jeho výpočtové modelování a experimentální ověření v laboratoři. Pneumatický obvod bude sloužit jako základ k vytvoření konceptu objemového čerpadla, které by dokázalo splnit základní parametry biologického srdce u člověka.

Cílem práce tedy je návrh, realizace a experimentální ověření pneumatického objemového čerpadla, které by mohlo sloužit jako první krok v dalším výzkumu a vývoji nového konceptu umělého srdce. Součástí práce budou také naměřená data objemového čerpadla a stanovení jeho charakteristiky.

¹ označení pro skupinu nemocí, u kterých se předpokládá jako důsledek moderní městský životní styl

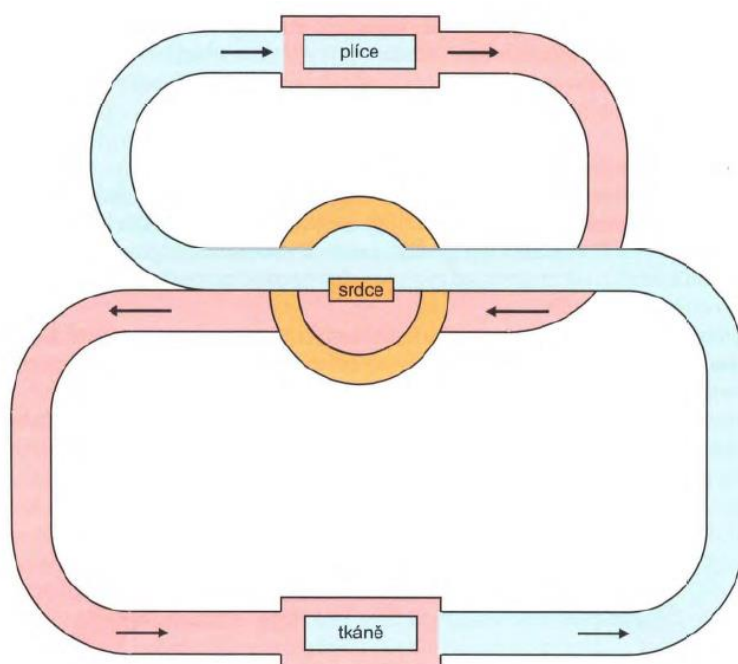
² Světová zdravotnická organizace – World Health Organization

1 ANATOMIE KARDIOVASKULÁRNÍHO SYSTÉMU U ČLOVĚKA

Kardiovaskulární systém představuje uzavřenou transportní soustavu, ve které proudí pod tlakem krev. Cévní systém se podílí na zajištění transportu dýchacích plynů, metabolických látek a hormonů, imunologické funkce a termoregulaci. Skládá se z krevních cév (arterie³, vény⁴, kapiláry⁵) a srdce. Cévy představují uzavřenou soustavu pružných trubic o různém průměru, kterými je krev rozváděna prakticky do celého těla. Srdce plní funkci sací a tlakové pumpy, která se svou rytmickou činností podílí na proudění krve v cévách a na udržování krevního tlaku. [1]

Tepny vedou krev ze srdce a postupně se větví ve stále tenčí tepny až v tenkostěnné tepénky. Kapiláry představují konečné síť cév, do nichž se tepny rozvětví. Z kapilár zpět do srdce vedou krev žíly. [2]

Srdce je podélnou přepážkou rozděleno na pravou a levou část. V každé z nich je jedna předsíň a jedna komora srdeční. Z funkčního a klinického hlediska se proto používá pojmů „pravé“ a „levé srdce“. Pravá a levá předsíň jsou tenkostěnné dutiny, do nichž krev přitéká ze žil. Naopak pravá a levá komora jsou dutiny se silnou svalovou stěnou, ze kterých je krev vypuzována do tepen. [2]



Obr. 1.1 – Schéma uspořádání oběhového systému (plicní oběh nahoře, tělní oběh dole; modře je vyznačena odkysličená krev a červeně okysličená) [3]

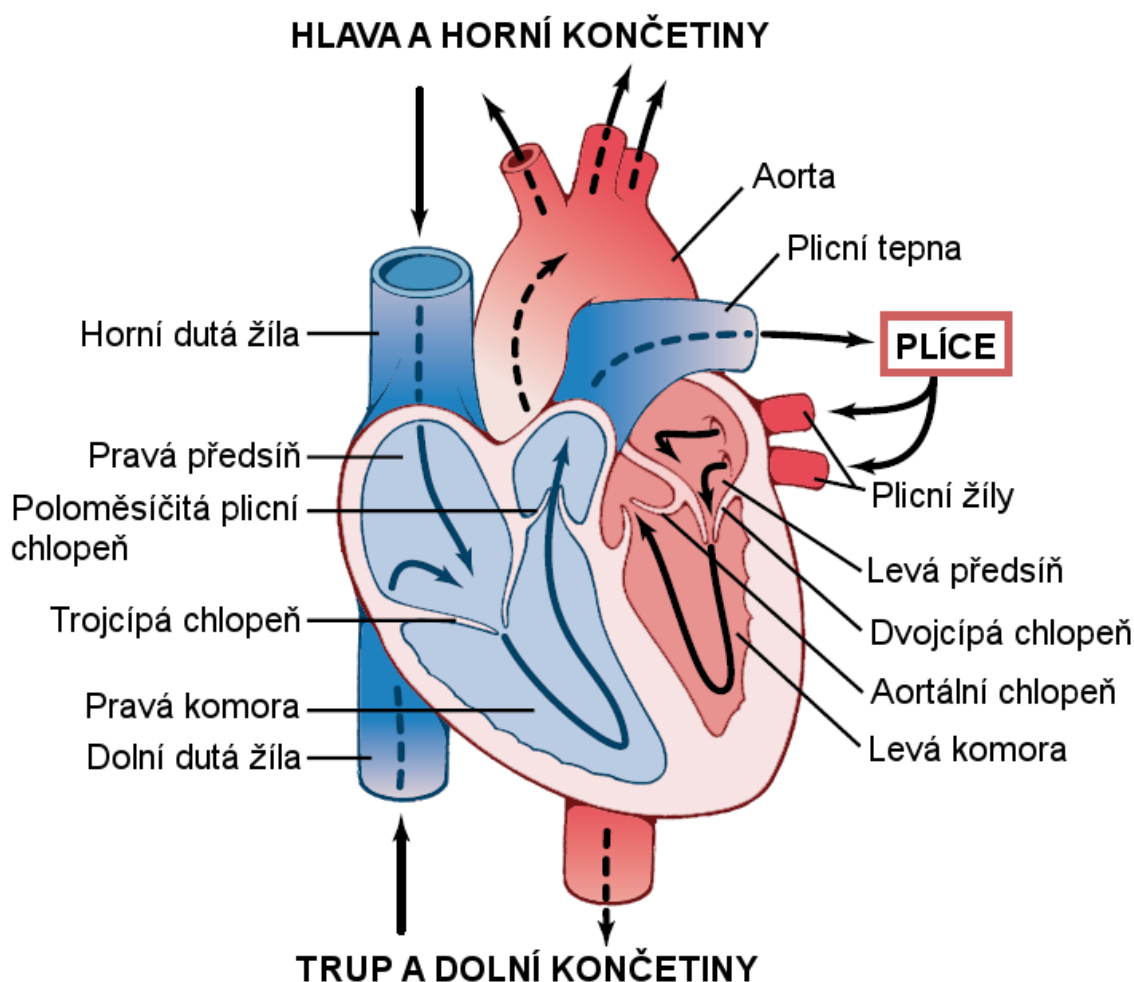
³ tepny

⁴ žíly

⁵ vlásečnice

Odkysličená krev se sbíhá do dvou velkých žil, jedná se o horní a dolní dutou žílu. Jimi přitéká krev z těla do pravé předsíně srdeční. Odtud přechází do pravé komory srdeční. Poté je krev plicnicí⁶ vedena z pravé komory do plic. Plicnice se dále větví na pravou a levou tepnu plicní, pomocí nichž krev pokračuje do obou plic. V plicích se tepny dělí až na vlásečnice a krev je obohacována kyslíkem. Z kapilár se sbírají žíly plicní, které vedou okysličenou krev do levé předsíně srdeční, odtud přechází do levé komory srdeční. Z levé komory srdeční do celého těla vede krev mohutná tepna, která se nazývá aorta. Celý tento děj se nazývá krevní oběh. [2]

Krevní oběh se dělí na malý krevní oběh (plicní) a na velký krevní oběh (tělní). Plicní oběh je úsek krevního oběhu z pravé komory srdeční do plic a do levé předsíně srdeční. Tělní oběh začíná v levé komoře srdeční, pokračuje do celého těla a odtud do pravé předsíně srdeční. Na obr. 1.1 je možno vidět schéma uspořádání krevního oběhu. [2] Aby tedy krev absolvovala kompletní průtok celým oběhovým ústrojím, musí projít srdcem dvakrát. [3]



Obr. 1.2 – Struktura srdce, směr a průběh proudění krve v srdci, převzato a upraveno [4]
(Modrá – pravé srdce a odkysličená krev, Červená – levé srdce a okysličená krev)

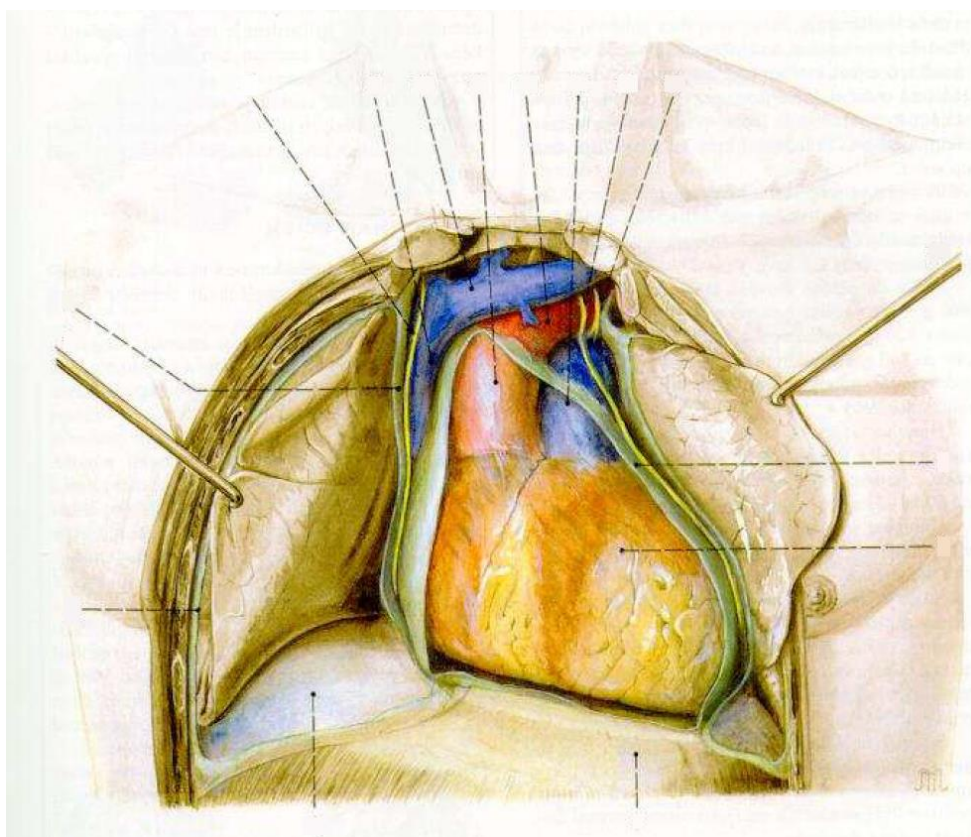
⁶ plicní tepna

1.1 Srdce

Srdce je dutý svalový orgán, který pod tlakem pohání krev v oběhu tím, že se rytmicky smršťuje a ochabuje. Systola znamená stah srdce, diastola představuje ochabnutí. Uvnitř srdce jsou mechanická zařízení, která se nazývají chlopně. Jsou upraveny tak, že při systole je krev vržena do tepen. Při diastole je zabráněno zpětnému proudění a krev je ze žil nasávána do srdce. Na pohonu krve se také podílejí tepny a žíly. Tepny napomáhají stahem své stěny, případně svou pružností. Žíly naopak dovolují pouze jednosměrný tok krve. [2]

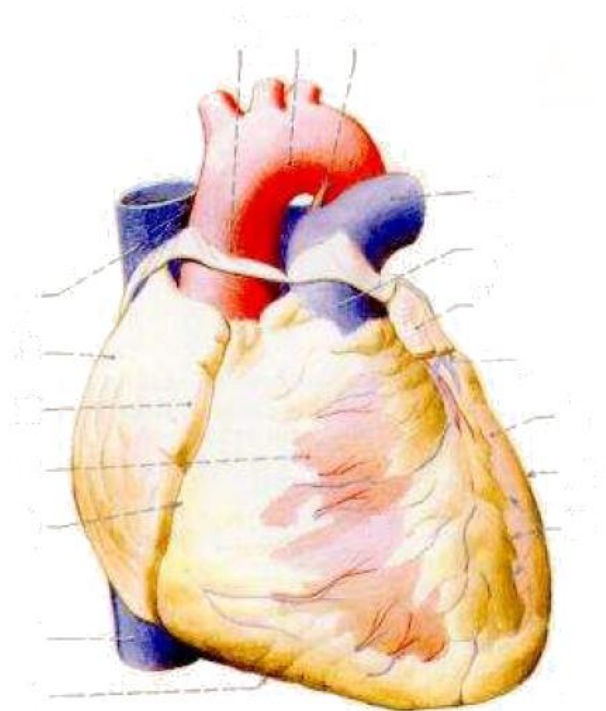
Hmotnost srdce u dospělého člověka se pohybuje mezi 230 až 340 g. Velikost ovlivňuje řada faktorů, např. věk, pohlaví, tělesná konstituce, trénovanost, zdravotní stav. Srdce je uloženo v obalu zvaném osrdečník. Pozici srdce v těle člověka je znázorněna na obr. 1.3. Přibližně dvě třetiny leží vlevo a jedna třetina vpravo od střední roviny těla. Na stěně srdeční se rozeznávají tři vrstvy – endokard, myokard a epikard.

Tvar srdce je připodobňován nepravidelnému kuželu s bází⁷ obrácenou dozadu vzhůru a s hrotem směřujícím dopředu dolů a doleva. [1], [2]



Obr. 1.3 – Pozice srdce v těle člověka [2]

⁷ kraniální širší část, kde jsou uloženy předsíně srdeční a kde do předsíní vstupují velké žíly a z komor vystupují hlavní tepny – aorta a plicnice



Obr. 1.4 – Srdce vyjmuté z perikardu, pohled zepředu [2]

1.1.1 Srdeční chlopně

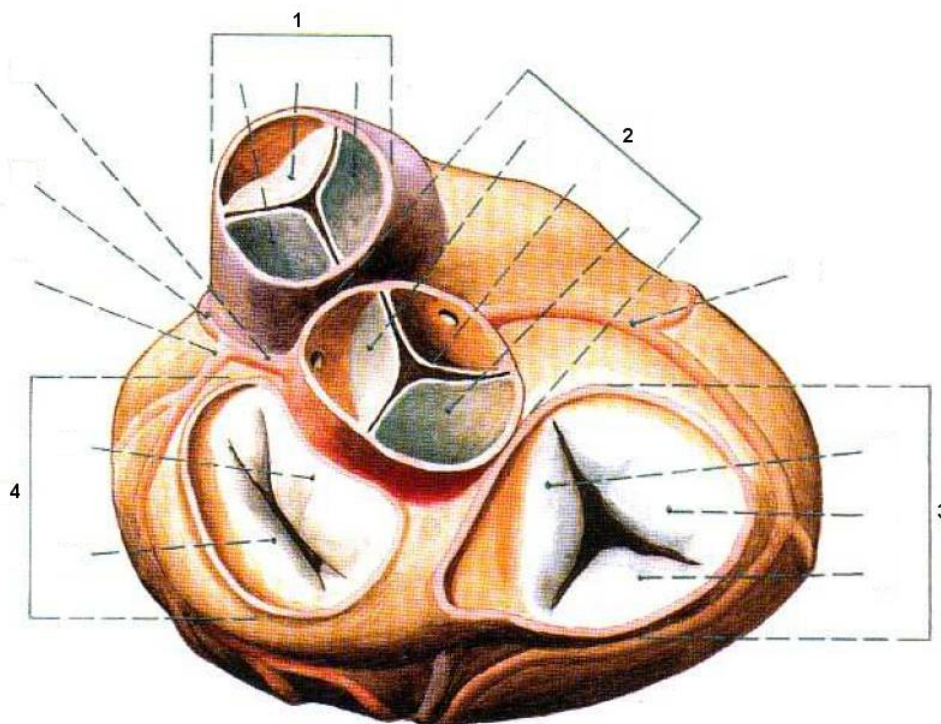
Chlopně jsou ploché duplikatury endokardu⁸, vyztužené ploténkou vaziva. Chlopně se dělí na cípaté a poloměsíčité. Trojcípá chlopeň se nachází mezi pravou předsíní a pravou komorou. Jejím úkolem je umožnit průtok krve z předsíně do komory, to znamená, že je otevřena při systole předsíně. Při systole komory se zavírá a zabrání tak zpětnému toku krve.

Poloměsíčitá plicní chlopeň umožňuje odtok krve z pravé komory do plicnice a zabraňuje zpětnému proudění do pravé komory. Je otevřená při systole komory a uzavírá se při diastole komory.

Úkol dvojčípé (mitrální) chlopně je stejný jako u trojcípé, s tím rozdílem, že dvojčípá chlopeň se nachází v levé části srdce. Při systole levé předsíně je otevřena a uzavírá se při systole komory, aby zabránila zpětnému proudění.

Funkce a stavba aortální chlopně je shodná s poloměsíčitou plicní chlopní. Umožňuje odtok krve z levé komory do aorty. Nad aortální chlopní se z aorty větví dvě věnčité tepny srdeční, které zásobují okysličenou krví samotné srdce. Cípaté i poloměsíčité chlopně je možno vidět na obrázku 1.5.[1],[2]

⁸ tenká lesklá blána vystylající nitro srdce



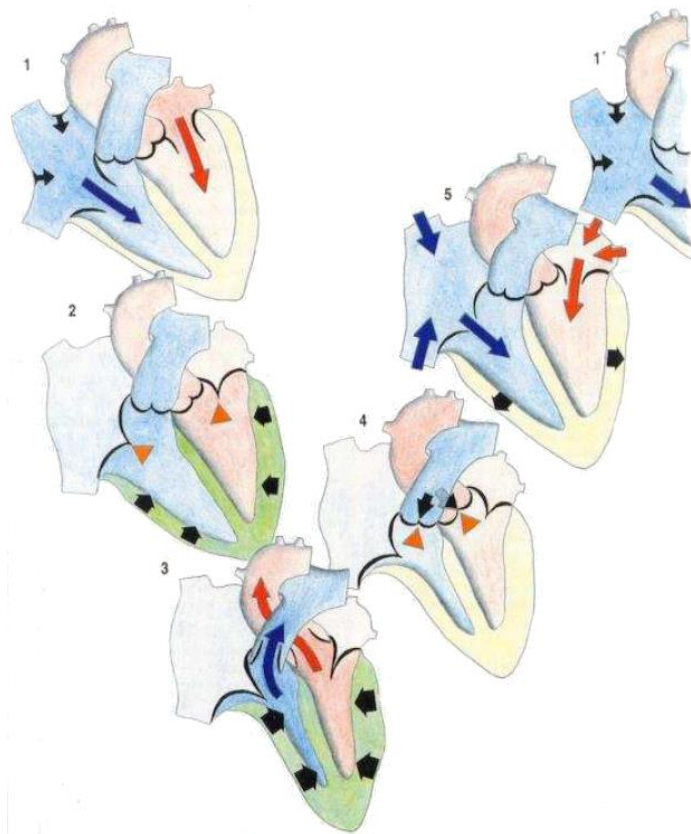
Obr. 1.5 – Srdeční chlopně po odstranění předsíní. (Pohled shoda zezadu, přední strana srdce je na obrázku nahoře); 1 – plicní chlopeň; 2 – aortální chlopeň; 3 – trojcípá chlopeň; 4 – dvojcípá chlopeň [2]

1.1.2 Činnost srdce

Fyziologické děje v srdeční svalovině vyvolávají periodické stahy, jimiž je celý krevní oběh poháněn a udržován. Stahům a jejich uvolňování odpovídá také funkce srdečních chlopní. Postupující kontrakce vyvolává postupné změny tlaku v srdečních oddílech a tím vzniká průtok krve z předsíní do komor a z komor do velkých tepen.

Za systoly se doplní objem krve komor z předsíní, uzavřou se cípaté chlopně, poté se otevřou poloměsíčitě chlopně a krev je vypuzena z komor do aorty a plicnice. Naopak při diastole se nejprve uzavřou poloměsíčitě chlopně, poté se otevřou chlopně cípaté. Krev plní předsíně a komory, průtok krve do komor během diastoly je pasivní.

Frekvence srdečních tepů je proměnlivá. V klidu je základní, zvyšuje se při námaze. Taktéž reaguje na podněty psychické i nervové. Klidová frekvence se mění též s věkem jedince. U dětí do jednoho roku věku činí 120 až 130 tepů za minutu, do dospělosti poklesne na hodnotu kolem 70 tepů za minutu, stářím poklesá ještě dále. Celý děj, složený ze systoly a diastoly srdce, trvá 0,8 sekundy při tepové frekvenci 75 tepů za minutu. Průběh systoly a diastoly je znázorněn na obr. 1.6. [2]



Obr 1.6 – Průběh systoly a diastoly [2]

- 1 – systola předsíní
- 2 – systola komor – fáze izometrická⁹ kontrakce
- 3 – systola komor – fáze komorové ejekce
- 4 – aktivní část diastoly – rychlý pokles tlaku v komorách
- 5 – fáze pasivního plnění komor krví
- 1' – začátek nového cyklu [2]

1.2 Krevní cévy

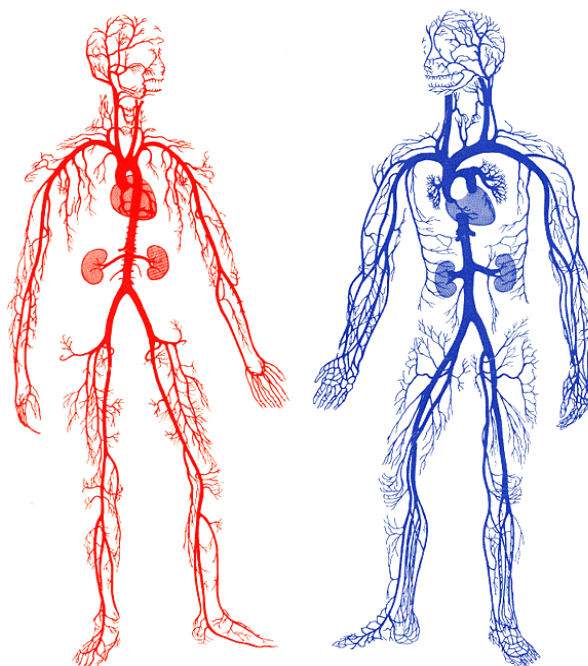
Cévy představují uzavřenou soustavu pružných trubic, kterými je rozváděna krev téměř do celého těla. K bezcévným strukturám patří čočka, rohovka, sklivec a část chrupavek. Jak už bylo zmíněno, cévy dělíme na tepny, žíly a vlásečnice. Ve všech případech jsou vystlány endotelem. Stavba cév se u jednotlivých typů poněkud odlišuje.

Udržování krevního oběhu je funkcí rytmických stahů srdce. Krev je při systolách komor hnána do tepen. Tepny se postupně větví a jejich průsvit se postupně zmenšuje. Konečným úsekem arteriálního systému jsou tepénky, které se rozpadají do vlásečnic. V kapilárách, jejichž průměr je do 10 μm , teče krev velmi pomalu a probíhá v nich výměna látek mezi krví a tkáněmi. [1]

⁹ nastává jen nepatrné zkrácení komorové svaloviny

Kapiláry se spojují do postkapilárních venul a ty postupně vytvoří systém žil. A žilami se krev vrací do srdečních předsíní. [1]

Cévní stěny odpovídají svou strukturou funkčním nárokům jednotlivých úseků cévního řečiště. [2]



Obr. 1.7 – Cévní systém člověka (červeně jsou značeny tepny, žíly modře) [5]

1.2.1 Tepny

Mají pevné a pružné stěny, adaptované na pulsové nárazy krve rytmicky vypuzovaného ze srdce. Krev jimi protéká rychle, rychleji za systoly. Pro představu, v aortě činí rychlost krevního proudu 40 až 50 cm/s. S postupujícím větvením řečiště rychlosti ubývá. Srdeční systolou je krev vržena z komor do cév, tím vzniká tlaková vlna, která při svém postupu cévou roztahuje cévní stěnu. Toto dočasné roztažení je hmatatelné jako tep. Rychlost tepové vlny je mnohem větší než rychlost krevního proudu a činí 5 až 8 m/s. [2]

Tlak krve za systoly činí v aortě 140 až 150 mm Hg (18,7 až 20 kPa). Dále do periferního větvení tlak klesá. Příčinou zpomalení krevního proudu i krevního tlaku je skutečnost, že s přibýváním větví je součet ploch průřezů větví vždy větší než plocha průřezu cévy před větvením. [2]

1.2.2 Žíly

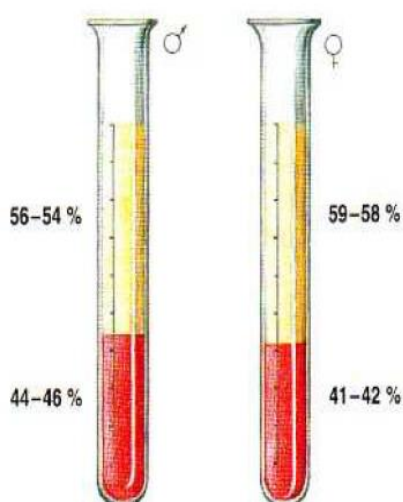
Žíly mají tenčí stěny než tepny stejného kalibru. Krev v nich proudí pod malým tlakem okolo 5 až 20 mm Hg (0,667 až 2,67 kPa), proto z otevřené žíly krev nevystříkuje, ale vytéká. [2]

Tlak v žilách klesá směrem k srdci. Ve velkých, srdci blízkých žilách může být tlak dokonce nižší, než je tlak atmosférický. To znamená, že srdce při diastole krev z žil nasává. Celkový objem žilního řečiště v těle je přibližně trojnásobný oproti objemu řečiště tepen. Tento fakt je také zřetelný na obrázku 1.7. Krev v žilách proudí pomalu, mimo jiné i proto, že ji již nepohání srdce. Proto je pohyb krve v žilách také závislý na řadě pohybů těla, mezi které patří např. dýchací pohyby, pohyby svalů apod. Tyto pohyby nepřímo pohánějí krev v přilehlých žilách. [2]

Velký objem žilního řečiště a pomalý průtok jsou podkladem toho, že na řadě míst těla představuje žilní řečiště rezervní objem krve. Který může být při naléhavé potřebě rychle dodán do oběhu. [2]

1.3 Krev

Krev je červená neprůhledná kapalina, která činí kolem 6 % beztukové celkové hmotnosti těla, tj. kolem 5 litrů. Skládá se z krevní plazmy a krevních tělísek, ty jsou v plazmě rozptýleny. Krevní tělíska jsou složená z červených krvinek¹⁰, bílých krvinek¹¹ a krevních destiček¹².



Obr. 1.8 – Znázornění procent objemu krve připadajících na krvinky ve srovnání s krevní plazmou u mužů a žen (krvinky znázorněny červeně, krevní plazma žlutě) [2]

Krevní plazma je nažloutlá kapalina. Obsahuje kolem 92 % vody. Ze zbývajících 8 % je asi 7,1 % bílkovin a 0,9 % solí a další látky.

Červené krvinky jsou okrouhlé bikonkávní destičky. V 1 mm³ je kolem 5 milionů erytrocytů. Erytrocyty jsou pružné, při průchodu tenkými kapilárami se přechodně mohou deformovat. [2]

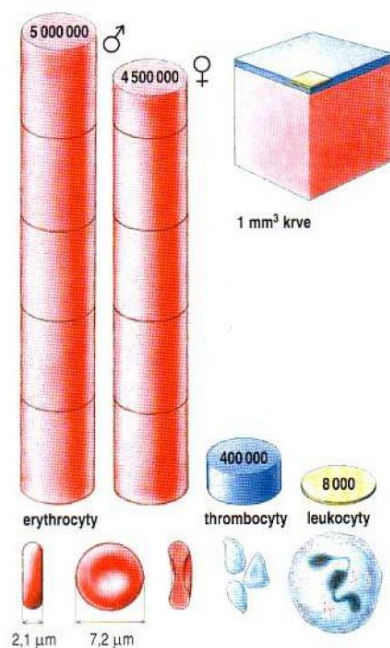
¹⁰ erytrocyty

¹¹ leukocyty

¹² trombocyty

Bílé krvinky jsou buňky s jádrem. V různé míře jsou schopné samostatného pohybu, některé jsou dokonce schopny pohlcovat cizí částice. Množství leukocytů v cirkulující krvi poněkud kolísá a pohybuje se okolo 4 až 10 tisíc v 1 mm^3 krve.

Krevní destičky jsou drobné plazmatické bezjaderné útvary o průměru přibližně $3 \mu\text{m}$, které se snadno shlukují na porušeném místě cévní stěny. Kde vytvoří tzv. hemostatickou zátku. Odhaduje se, že v 1 mm^3 krve je 150 až 400 tisíc trombocytů. [2]



Obr. 1.9 – Početní poměr jednotlivých druhů krvinek [2]



2 FYZIOLOGIE KRVE A KREVNIHO OBĚHU

Srdečně-cévní systém je uspořádán velice výhodně pro plnění svých nesčetných funkcí. Toto uspořádání je výsledkem fylogenetického¹³ vývoje a v lidském těle odpovídá především vývoji dýchacího ústrojí, ale i rozvoji dalších tkání a orgánů. [6]

Jak již zde bylo řečeno, srdce spolu s cévami vytváří krevní oběh, velmi účelně uspořádaný pro transportní funkci. Krev u člověka je poháněna dvěma sériově uspořádanými pumpami do dvou rovněž do série řazených oběhů. Jedná se o tělní a plicní oběh. Srdce je tedy tvořeno dvěma automaticky a funkčně spojenými čerpadly, pravou a levou polovinou srdce. Spojení obou čerpadel do jediného orgánu je výhodné z hlediska dokonalé synchronizace jejich činnosti. [6]

2.1 Hemodynamika krevního oběhu

Mechanika toku krve v oběhovém ústrojí se řídí zákony reologie¹⁴. Je však velmi komplikovaná, což je způsobeno hned několika okolnostmi:

- srdce vypuzuje krev do velkých tepen v „dávkách“
- cévy jsou mnohonásobně větvené, roztažitelné trubice různých rozměrů (aorta se postupně větví na přibližně 10^8 arteriál)
- krev je složitá suspenze krevních elementů ve vodném roztoku nízko- i vysokomolekulárních látek

Navzdory této komplexnosti lze mechaniku krevního proudění popsat, byť s určitým zjednodušením, několika základními principy. [3]

2.1.1 Průtok krve, tlak krve a periferní odpor

Průtok krve představuje množství, které proteče příčným průřezem cévy za jednotku času. Můžeme ho vypočítat z lineární rychlosti proudění krve a plochy příčného průřezu cévy. [3]

$$Q = v \cdot A \quad (2.1)$$

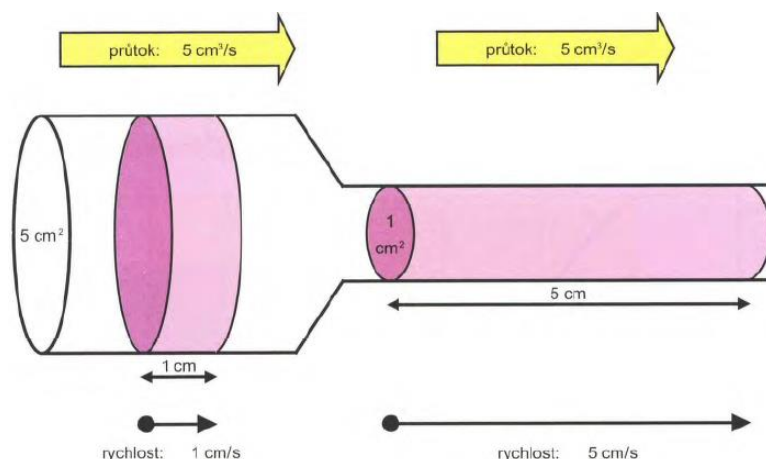
Q – průtok krve [cm^3/s]

v – rychlost proudění krve [cm/s]

A – příčný průřez cévy [cm^2]

¹³ fylogeneze znamená vývoj druhů organismů, který se musí rekonstruovat na základě evoluční teorie

¹⁴ nauka o tokových vlastnostech kapalin



Obr. 2.1 – Vztah mezi průtokem krve, lineární rychlostí toku krve a příčným průřezem cévy [3]

Tok krve je způsoben rozdílem tlaků mezi jednotlivými úseky krevního oběhu. To znamená, že krev může proudit pouze z míst vyššího tlaku do míst nižšího tlaku. Tento tlakový gradient je generován srdcem a umožňuje překonat odpory v krevním řečišti, které jsou závislé na průsvitu cév, jejich délce a na viskozitě krve. [3]

Vzájemný vztah velikosti průtoku krve, tlakového gradientu a periferního odporu řečiště lze vyjádřit rovnicí analogickou Ohmovu zákonu: [6]

$$Q = \Delta P / R \quad (2.2)$$

Q – průtok krve [cm^3/s]

ΔP – rozdíl tlaků na začátku a na konci cévy [Pa]

R – periferní odpor [$\text{Pa} \cdot \text{ml}^{-1} \cdot \text{s}$]

Velikost periferního odporu můžeme odvodit z Hagen-Poiseuilleova zákona: [6]

$$R = \frac{8 \cdot l \cdot \eta}{\pi \cdot r^4} \quad (2.3)$$

η – dynamická viskozita krve [$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-2}$]

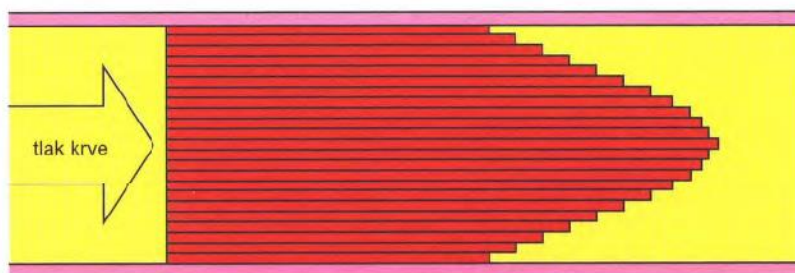
l – délka cévy [mm]

r – poloměr průsvitu cévy [mm]

Z rovnice 2.3 vyplývá, že změny poloměru cév jsou rozhodujícím mechanismem regulace průtoku krve, periferního odporu i tlaku krve. [6]

2.1.2 Proudění krve

Za fyziologických podmínek je tok krve v cévách laminární. To znamená, že pohyb všech vrstev krve je rovnoběžný, i když se jednotlivé vrstvy pohybují různě rychle. Charakter proudění krve v cévě je možno vidět na obrázku 2.2. [3]



Obr. 2.2 – Laminární proudění krve cévou [3]

Za určitých podmínek se laminární proudění mění v turbulentní. Turbulentní proudění zhoršuje tokové vlastnosti krve, vede k výrazně vyšší zátěži pro srdce, a navíc může také vést i k mechanickému poškození stěny tepen. [3]

Přechod laminárního proudění na turbulentní udává Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{r \cdot v \cdot \rho}{\eta} \quad (2.4)$$

Re – Reynoldsovo číslo [-]

r – poloměr cévy [m]

v – rychlost proudění krve [m/s]

ρ – hustota krve [kg/m³]

η – dynamická viskozita krve [Pa·s]

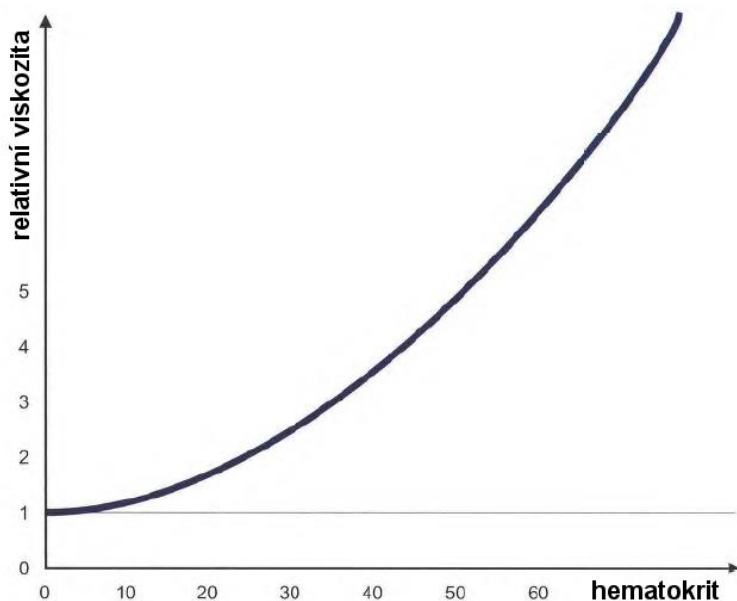
Dosáhne-li Reynoldsovo číslo hodnotu 200, objevují se v proudu ojedinělé turbulence. S rostoucí hodnotou Reynoldsova čísla jejich počet stoupá a při překročení hodnoty kolem 1000, je proudění plně turbulentní.

Z uvedeného vztahu je zřejmé, že turbulence se objevují zejména ve velkých cévách při vysokých rychlostech proudění krve. Dále bezprostředně za zúžením cévy, například při ateroskleróze, kde zúžením zrychlený proud vtéká do většího poloměru cévy. A také při stavech se sníženou viskozitou krve, např. u anémií. [3]

2.1.3 Viskozita krve

Viskozita je odpor, kterým kapalina působí proti síle, snažící se uvést ji do pohybu. Krev je z reologického hlediska typicky nenewtonovská kapalina a její viskozita klesá s rostoucí smykovou rychlostí. Při konstantní teplotě závisí především na množství krevních elementů, jejich velikosti, deformabilitě, agregaci a méně pak na viskozitě plazmy. Viskozita je především funkcí hematokritu¹⁵. [6]

¹⁵ procentuální vyjádření objemu erytrocytů v jednotce krve



Obr. 2.3 – Graf závislosti relativní viskozity krve na hematokritu [3]

2.2 Fyziologie srdce

Srdeční frekvence činí v klidu 60 až 80 tepů za sekundu. To znamená, že přibližně za 1 s proběhne celý srdeční cyklus (srdeční revoluce), který se skládá ze čtyř fází. Jedná se o fáze: [7]

- napínací (izovolumická kontrakce)
- vypuzovací
- relaxační (izovolumická relaxace)
- plnění

Napínací fáze trvá přibližně 50 ms, během níž se komory kontrahují. Všechny chlopně jsou uzavřeny. Při této fázi se téměř nezmění objem komor, ale nitrokomorový tlak velmi rychle stoupá. Když tlak v levé komoře dosáhne hodnoty okolo 80 mm Hg (10,66 kPa), respektive 10 mm Hg (1,33 kPa) v pravé komoře, překročí tlak v aortě, respektive v plicnici a dojde tak k otevření aortální a plicní chlopně.

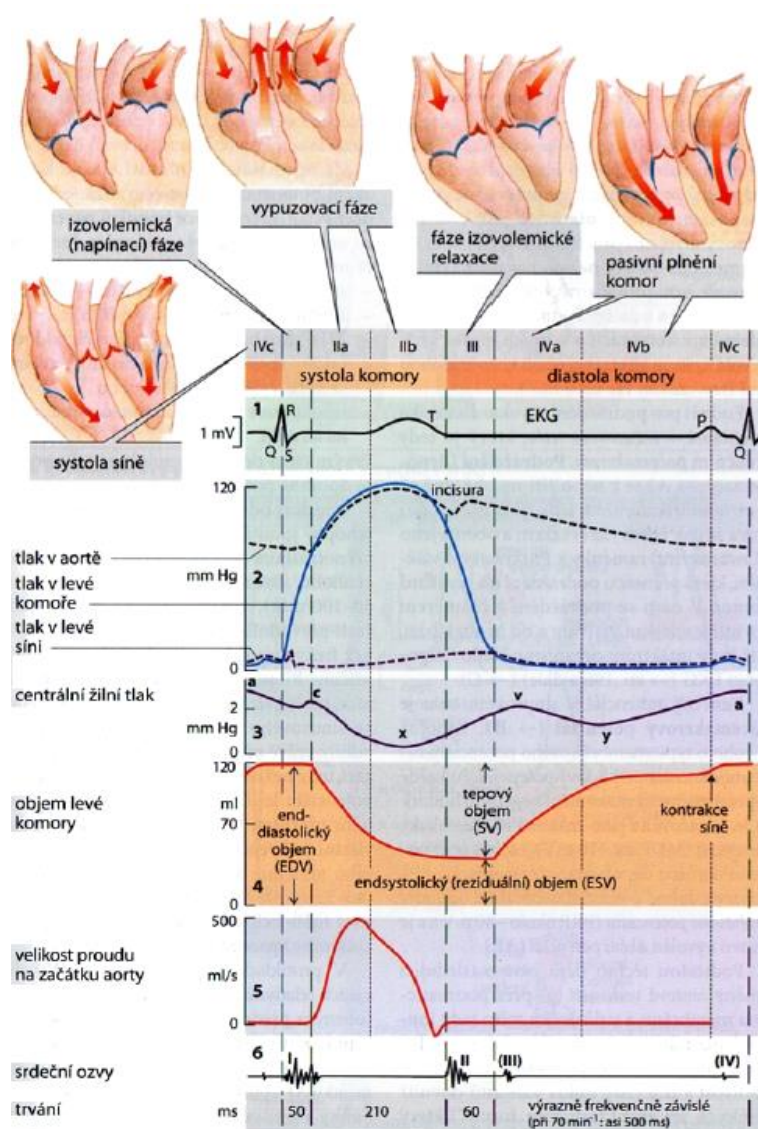
Tím je zahájena vypuzovací fáze. Trvá přibližně 210 ms a během ní dosáhne tlak v levé komoře a v aortě maxima okolo 120 mm Hg (16 kPa). V této fázi je vypuzena největší část tepového objemu. Síla proudu krve na začátku aorty stoupá na maximum. Poté nitrokomorový tlak začíná klesat, až nakonec klesne pod hodnotu tlaku v aortě, respektive v plicnici. Takže se krátce potom uzavřou poloměsíčitě chlopně. V klidu činí tepový objem (SV) v průměru 80 ml. [7]

Nyní začíná diastola komor svou izovolumetrickou relaxační fází. Třetí fáze trvá přibližně 60 ms. Mezitím se opět naplnily síně, čemuž napomohl sací účinek komorové systoly způsobený snížením roviny cípatých chlopní během vypuzovací fáze. [7]

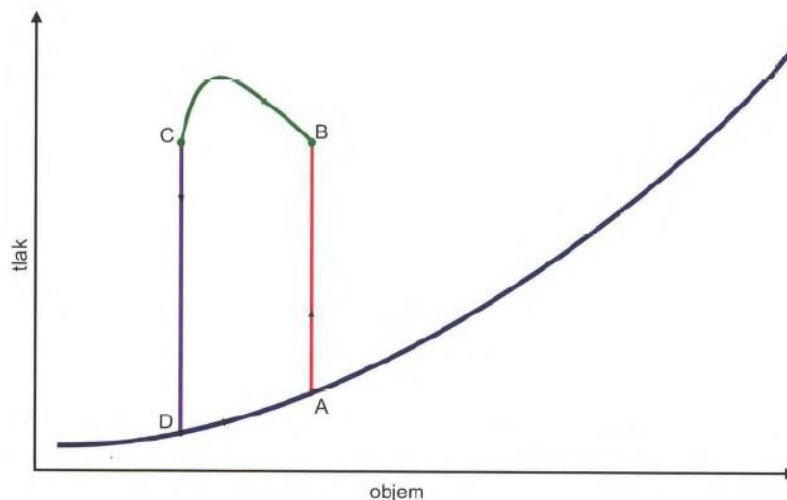
Nitrokomorový tlak prudce klesá a tlak v síních mezitím stoupá, takže se cípaté chlopně opět otevírají.

Fáze plnění trvá v klidu přibližně 500 ms. Krev nyní teče ze síní do komor tak rychle, že se komory naplní z 80 % již během první čtvrtiny trvání diastoly. Plnění se zpomaluje, a nakonec se kontrahují síně. Všechny fáze činnosti srdce jsou graficky znázorněny na obr. 2.4.

Při zvýšené frekvenci se srdeční cyklus zkracuje především na úkor diastoly. Rytmičká srdeční činnost vyvolává tepovou vlnu, která se šíří tepenným řečištěm rychlostí tepové vlny. V aortě tato rychlost přibližně 3 až 5 m/s a v arteia radialis (tepna předloktí) dokonce 5 až 12 m/s. Rychlost tepové vlny je znatelně vyšší než rychlost proudu krve, která je v aortě maximálně 1 m/s. [7]

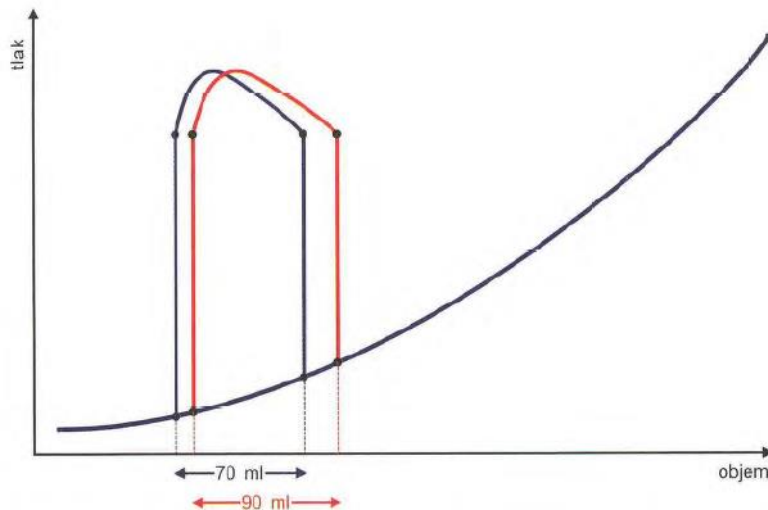


Obr. 2.4 – Fáze činnosti srdce [7]



Obr. 2.5 – Pracovní diagram komory; úsek AB odpovídá fázi izovolumická kontrakce, úsek BC vypuzovací fázi, úsek CD fázi izovolumická relaxace a úsek DA plnicí fázi [3]

Za normálních podmínek činí objem komory na konci diastoly asi 130 ml a této náplni komory odpovídá tepový objem. Tepový objem je asi 70 ml a popisuje množství krve, které komora vypudí při jedné systole. Jestliže se zvýší žilní návrat krve na 180 ml, zvýší se tepový objem komory na 90 ml. Jedná se tedy o autoregulační schopnost srdce kompenzovat zvýšené plnění komory v diastole zvýšením vypuzeného objemu v systole. Tato závislost se nazývá Starlingův zákon. [3]



Obr. 2.6 – Starlingův zákon – větší náplň komory na konci diastoly znamená větší tepový objem při následné systole [3]

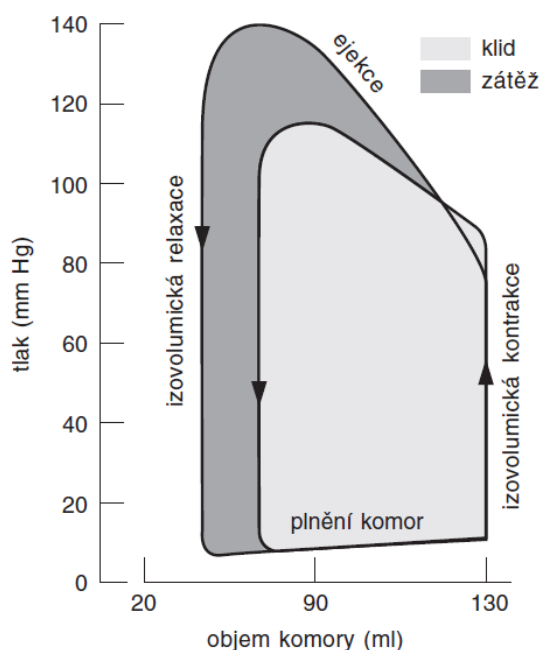
2.2.1 Minutový srdeční výdej

Zdravé srdce je schopné měnit množství přečerpávané krve v poměrně velkém rozsahu. Minutový srdeční výdej znamená množství krve, které jedna komora přečerpá za minutu. [6]

Může se v případě potřeby zvýšit více než pětkrát oproti klidové úrovni, kdy činí minutový objem asi 5 l/min. Při jednom stahu vypudí komora asi 70 ml krve a počet stahů za minutu je v klidu 70 až 80. Vynásobením obou hodnot pak dostaneme hodnotu minutového srdečního objemu:

$$\text{MINUTOVÝ VÝDEJ} = \text{TEPOVÝ OBJEM} \cdot \text{SRDEČNÍ FREKVENCE} \quad (2.5)$$

Nejvýznamnějším mechanismem zvýšení srdečního výdeje při zátěži je zvýšení srdeční frekvence. Ta při maximální zátěži vystoupá na 180 až 220 tepů za minutu. Minutový výdej je důležitým ukazatelem práce srdce, a proto je třeba mít i možnost jej měřit. Metodu jeho stanovení popsal A. Fick a po něm se nazývá Fickův zákon. Tato metoda je praktickou aplikací zákona o zachování hmoty. [6]



Obr. 2.7 – Graf popisující vztah tlaku a objemu komor v klidu a při tělesné zátěži [8]

Jak už zde bylo uvedeno, množství krve vypuzené každou komorou jedním stahem je v tělesném klidu 70 až 90 ml. Objem komory na konci diastoly, někdy označován také jako enddiastolický, je přibližně 130 ml. Ejekční frakce, relativní objem každým stahem vypuzené krve, je tedy kolem 65 %. Po skončení systoly zůstává v každé komoře asi 50 ml krve, označuje se také jako endsystolický objem. Ejekční frakce je poměrně dobrý ukazatel komorové funkce. [8]

2.2.2 Práce a výkon srdce

Tlakově objemová práce, kterou vykoná levá komora během systoly je přibližně 1,07 J a práce pravé komory asi 0,16 J. Práce obou komor během systoly je tedy přibližně 1,2 J. Ale srdce musí ještě vykonat práci pro vznik tepové vlny, která činí asi 0,24 J. Celkově tedy 1,45 J. A výkon celého srdce v klidu je přibližně 1,7 W. [7]

2.3 Fyziologie krve

Obecné vlastnosti krve jsou popsány v kapitole 1.3 – Krev. K úkolům krve patří mimo jiné transport mnoha látek, transport tepla, hormonů a obrana proti cizorodým látkám a mikroorganismům. Plnění uvedených úkolů se účastní krvinky. Mezi nimi převládají červené krvinky (erytrocyty), jejichž hlavním úkolem je transport kyslíku. Naopak bílé krvinky (leukocyty) se uplatňují při obraně organismu. Reologické vlastnosti krve jsou popsány v kapitole 2.1 – Hemodynamika krevního oběhu. [7]

Bílé krvinky představují buněčný pilíř imunitního systému. Jejich hlavní úlohou je likvidovat veškerý materiál, který se vyskytuje v organismu a není mu vlastní. Ať už se jedná o buňky bakterií nebo neživý kousek dřevěné třísky. Na základě morfologických odlišností se dělí na dvě velké skupiny, jedná se o granulocyty a agranulocyty.

2.3.1 Červené krvinky

Červené krvinky jsou nosiči hemoglobinu. Hemoglobin je červený pigment přenášející kyslík. U lidí přežívají erytrocyty v krevním oběhu přibližně 120 dní. Rozpad červených krvinek provázený uvolněním hemoglobinu se nazývá hemolýza. K rozpadu červených krvinek může dojít buď v cévách nebo mimo ně. [8]

Dalším důvodem rozpadu erytrocytů je vlivem vzniku nefyziologického smykového napětí, kterým vzniká mechanické poškození červených krvinek. Toto napětí může být generováno použitím krevních čerpadel. Proto je nutné navrhovat srdeční náhrady s nízkým hemolytickým výkonem. [9]

Doba zatěžování a jeho velikost hrají zásadní roli při poškození membrány erytrocytů smykovým napětím. Při zatížení membrány erytrocytu smykovým napětím 150 až 250 Pa, dochází k hemolýze po zhruba 100 sekundách. Ovšem při hodnotách 600 až 800 Pa dojde k poškození červené krvinky okamžitě. [10]



Obr. 2.8 – Lidské červené krvinky a vlákna fibrinu¹⁶ [8]

¹⁶ vláknitý nerozpustný protein, který vzniká v závěrečné fázi srážení krve

3 MECHANICKÉ SRDEČNÍ PODPORY A NÁHRADY

Úvodem by měla být objasněna motivace k vývoji a výzkumu srdečních podpor a náhrad. Kardiovaskulární onemocnění řadíme mezi civilizační¹⁷ choroby. Dle Světové zdravotnické organizace jsou nejčastější příčinou úmrtí v zemích EU, ale i globálně. Více lidí celosvětově zemře v důsledku kardiovaskulárních chorob než jakýchkoliv jiných příčin. WHO¹⁸ odhaduje, že v roce 2016 zemřelo na kardiovaskulární onemocnění 17,9 milionů lidí, což představuje přibližně 31 % všech úmrtí na celém světě v tomto roce. Jedná se tedy o nezanedbatelné statistiky, a především o jeden z hlavních důvodů motivace k vývoji stále lepších srdečních podpor a náhrad. [11],[12]

Mechanické srdeční podpory dnes představují nejvýznamnější přístup k nemocným s terminálním¹⁹ srdečním selháním. Použití mechanické podpory krevního oběhu je považováno za metodu s největším potenciálem pro překlenutí kritického období do transplantace srdce. Srdeční selhání je totiž komplexní klinický syndrom, který vede k poruše ejekčních či plnicích schopností srdce. Ačkoli moderní farmakoterapie²⁰ chronického srdečního selhání dovede tento proces zpomalit, zůstává další vývoj nemoci nepříznivý. [13]

Terminální fáze srdečního selhání často nelze ovlivnit pouze medikamentózní léčbou. Další možnosti nabízejí specializované nefarmakologické postupy. Jediným prokázaným řešením terminální fáze srdečního selhání s dlouhodobě přijatelným efektem je v současné době transplantace srdce. Avšak problémem je nedostatek vhodných dárců, což znamená, že tato metoda léčby je dostupná pouze omezenému počtu nemocných. Další problém nastává, že i u kandidáta na transplantaci srdce může dojít, kdykoli v době čekání na vhodného dárce, k akutnímu zhoršení chronického stavu. [13]

Ze všech těchto důvodů jsou hledány další nefarmakologické postupy, které by podpořily činnost selhávajícího srdce. Mezi nejúčinnější z nich patří mechanické podpory krevního oběhu. U části nemocných pomohou překlenout kritickou fázi srdečního selhání a pacient se dočká vhodného srdečního štěpu. V dalších případech mohou alespoň prodloužit život. [13]

Existují tři typy mechanických podpor krevního oběhu:

- intraaortální balonková kontrapulzace (IABK)
- mechanické podpory
- umělé srdce jako totální srdeční náhrada

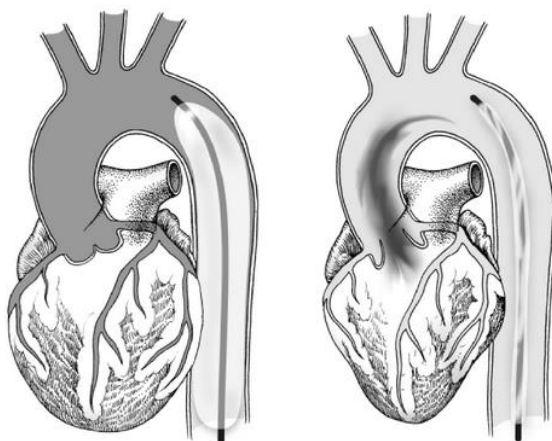
IABK je nejdéle a nejčastěji používanou podporou selhávajícího srdce. Její zavedení je rychle, jednoduché a finančně nejméně náročné. Princip podpory je v lepším diastolickém plnění koronárních tepen při nafouknutém balonku v aortě a usnadnění vyprázdnění levé komory srdeční krátce po sfouknutí balonku. Činnost balonku je synchronizována s EKG. Ovšem její použití je omezené. [13]

¹⁷ označení pro skupinu nemocí, u kterých se předpokládá jako důsledek moderní městský životní styl

¹⁸ Světová zdravotnická organizace

¹⁹ pokročilá fáze srdečního selhání

²⁰ léčení pomocí léků a infuzních roztoků



Obr. 3.1 – Schéma nafouknutého kontrapulzačního balonku v aortě ve fázi diastoly (vlevo); vyfouknutý balonek v aortě ve fázi srdeční systoly (vpravo) [14]

Mechanické podpory jsou mechanické pumpy, které pomáhají levé, pravé či oběma srdečním komorám pumpovat krev. Jsou v klinické praxi používány řadu let. Hlavním cílem je umožnit zotavení operovaného srdce a překlenutí období u nemocného v terminální fázi. [13]



Obr. 3.2 - HeartMate II – podpora levé strany srdce (axiální průtoková pumpa) [15]

Totální srdeční náhrada má již dlouhou historii. První implantace umělého srdce byla provedena v roce 1969 pacientovi se závažným srdečním selháním. Srdce pracovalo tři dny, poté pacient podstoupil úspěšnou transplantaci srdce. Jednalo se o první ukázkou možnosti udržet při životě nemocného v kritickém stavu do doby, než se najde vhodný dárce. V současné době jde vývoj úplných srdečních podpor stále dopředu a srdeční náhrady se stávají stále více dokonalejšími. CARMAT TAH je jedním ze zástupců totální srdečních náhrad. Tato srdeční náhrada je podrobněji popsána v kapitole 3.2.1. [13], [16]



3.1 Institut klinické a experimentální medicíny

Institut klinické a experimentální medicíny zkráceně IKEM je největší superspecializované klinické a vědeckovýzkumné pracoviště v České republice. Už více než 45 let se zaměřuje na léčbu kardiovaskulárních chorob, transplantace orgánů, diabetologii a léčbu poruch metabolismu se spádovostí celé České republiky. IKEM patří k nejaktivnějším a nejúspěšnějším centrům nejen v Evropě. [16]

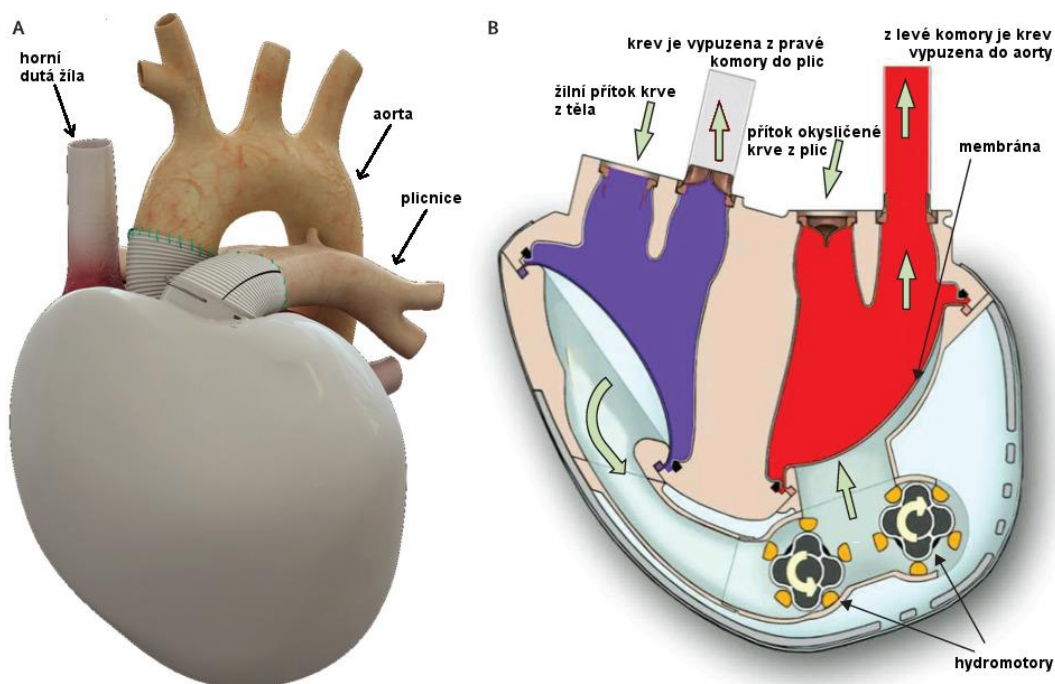
Během patnácti let pomohlo pacientům Institutu klinické a experimentální medicíny celkem 343 dlouhodobých mechanických srdečních podpor. Úplně první dostal umělou srdeční pumpu pacient dne 3. dubna 2003. Umělé srdeční pumpy se s postupem času zmenšily, zjednodušily, zefektivnily a zdokonalily. Ovšem na konci roku 2017 kardiochirurgové nastartovali zcela novou éru. Voperovali pacientovi historicky první biokompatibilní umělé srdce v České republice. Většina pacientů, do roku 2017, kteří nemohli čekat na transplantaci srdce dostali dlouhodobou srdeční pumpu Heartmate II. Tuto pumpu je možné vidět na obrázku 3.2. [16]

Implantování prvního biokompatibilního umělého srdce přepsalo na konci roku 2017 dějiny české kardiochirurgie. Tím začala nová éra umělých srdečních podpor. Příjemcem byl pan Karel, věk 68 let. Jeho diagnóza byla nekompromisní, jednalo se o oboustranné srdeční selhání. Zbývalo mu jen pár dní života. Bylo mu implantováno biokompatibilní umělé srdce CARMAT TAH. Pacient nyní bez problému chodí, pracuje na zahrádce nebo jezdí na výlety se svojí manželkou. Více o totální srdeční náhradě CARMAT TAH je možné se dočíst v následující kapitole 3.1.1. [16]

3.1.1 Biokompatibilní umělé srdce CARMAT TAH

Umělé srdce CARMAT TAH je totální srdeční náhrada, která je na první pohled od lidského srdce trochu odlišná, ale z hlediska vnitřní konfigurace ho zcela napodobuje a nahrazuje. Některým pacientům pomáhá umělé srdce překlenout dobu, než dojde k transplantaci srdce od dárce, pro jiné se ovšem stává finální variantou. Vnitřní povrch vystavený krevnímu proudu je tvořen plně biologickým materiálem a váží přibližně 800 g, je tedy zhruba třikrát těžší než srdce lidské. Bylo vyvinuto ve Francii společností CARMAT, kde v rámci klinické studie bylo implantováno prvnímu pacientovi na světě v roce 2013. [16], [17]

Řídící algoritmus reguluje průtok krve dle pacientovy fyziologické potřeby v rozmezí od 2 do 9 l/min. Senzory, elektronika a mikroprocesor, které regulují celý systém jsou vestaveny uvnitř protézy. CARMAT TAH napodobuje tvar živého srdce. Obě komory mají objem 65 ml. Společnost nabízí virtuální anatomický nástroj, který pomáhá při výběru pacientů, kteří mají dostatek místa v hrudní dutině. Retrospektivní studie 115 hrudních CT snímků prokázaly možnost implantace u 86 % mužů, ale pouze jen u 14 % žen. Je tedy tendence, aby náhrada byla menších rozměrů, a tudíž dostupnější pro širší spektrum pacientů. To je také jeden z důvodů, proč je nutný další vývoj a výzkum nových srdečních náhrad. [17]



Obr. 3.3 – CARMAT TAH (A – pohled zepředu; B vnitřní schéma), převzato a upraveno [18]

Na obrázku 3.3 je možno vidět umělé srdce CARMAT TAH spolu s jeho vnitřním schématickým uspořádáním. Dále pak na obr. 3.4 si je možno povšimnout pozice srdeční náhrady v lidském těle spolu s umístěním batohu, kde jsou uloženy baterie pohánějící celý systém srdeční náhrady. [18],[19]



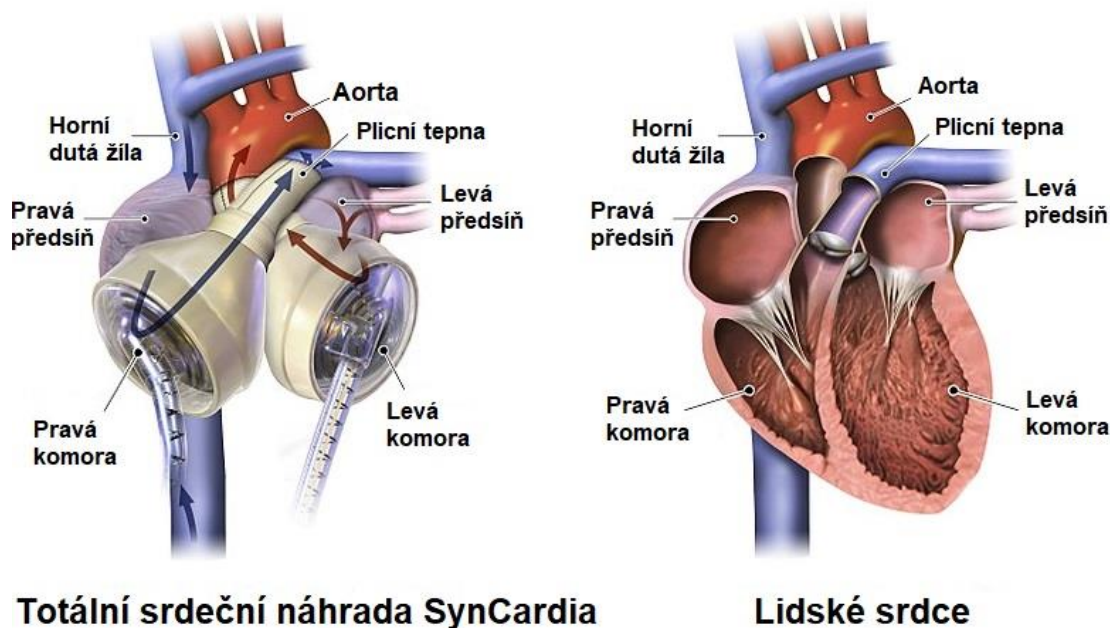
Obr. 3.4 – CARMAT TAH schéma uspořádání setu u člověka, převzato a upraveno [19]

3.1.2 Totální srdeční náhrada SynCardia

SynCardia je pulzující dočasná mechanická srdeční náhrada. Skládá se ze dvou komor a čtyř ventilů, které pumpují krev do těla. Je vyrobena ze speciálního biokompatibilního plastu zajišťující dlouhodobou odolnost.

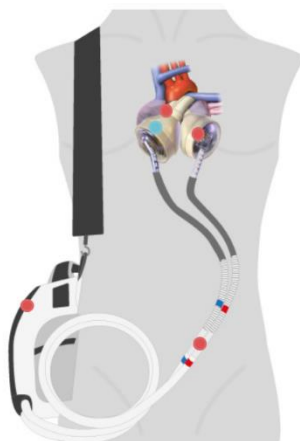
Komory jsou vzájemně spojeny suchým zipem, což umožňuje chirurgovi umístit komory v hrudníku na základě anatomie pacienta. [27]

Každá komora má dva mechanické ventily, z nichž jeden je přívodní a druhý vypouštěcí. Ventily kontrolují směr proudění krve do a z komory. Uvnitř každé komory je pružná, balónkovitá membrána. Tato membrána rozděluje komoru na dvě části. Na část, kde se nachází krev a část se vzduchem.



Obr. 3.5 – Porovnání dočasné srdeční náhrady SynCardia a lidského srdce, převzato a upraveno [27]

SynCardia je totiž poháněna externě pomocí hnacího členu vytvářejícího pulzy vzduchu a vakua, které nafukují a vypouštějí membrány, které tlačí krev dovnitř a ven z komor. Zdroj je poháněn bateriemi, ale také ho lze napájet ze standardní elektrické zásuvky. Zdroj i baterie jsou umístěny vně těla.



Obr. 3.6 – Schéma uspořádání setu totální dočasné srdeční náhrady SynCardia [27]

Jedná se o fixně nastavené zařízení. Což znamená, že po nastavení rychlosti rytmu zůstane frekvence pulzů membrány stejná, i když se změní úroveň aktivity pacienta. Typické nastavení je kolem 125 pulzů za minutu. Z důvodu zvýšené fyzické námahy není třeba provádět na zařízení žádné změny. [27]

Protože tělo přirozeně zvýší žilní návrat krve do srdeční náhrady, která poté pumpuje zvýšené množství krve zpět do těla.

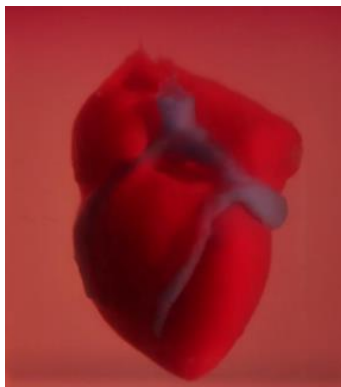
SynCardia se vyrábí ve dvou velikostech. Pro muže 70 cm³ a pro ženy 50 cm³. Větší varianta je schopna vygenerovat až 9,5 litrů za minutu a menší až 7,5 litrů za minutu.

Tato náhrada byla implantována u více než 1700 pacientů, jímž dala druhou šanci na život. Pro srovnání byl Carmat TAH prozatím použit jen asi u 7 pacientů. [27]

3.1.3 3D „vytisklé“ srdce

Vědci z Telavivské univerzity vytiskli pomocí technologie podobné 3D tisku lidské srdce. Byly použity buňky a biologické materiály pacienta, díky čemuž je zcela kompatibilní s konkrétním pacientem. Výsledkem je orgán, který zcela odpovídá jeho imunologickým, buněčným, biochemickým a anatomickým vlastnostem. Byly použity buňky odebrané z tukové tkáně pacienta. Následně byly diferencovány a po smíchání s dalšími látkami použity pro vytvoření struktur srdce včetně cév. Díky čemuž je výrazně menší riziko, že by organismus pacienta odmítl takový orgán.

Je to vůbec poprvé, kdy bylo úspěšně dokončeno a vytisknuto celé srdce obsahující buňky, cévy, komory a síně. V minulosti se sice srdce povedlo vytisknout, avšak nikoli včetně buněk a cév.



Obr. 3.7 – 3D „vytisklé“ srdce [20]

Praktické uplatnění tohoto průlomu je zřejmé. Vytištěná srdce by mohla sloužit k transplantacím. Je ovšem nutno podotknout, že stávající orgán vytištěnou touto technologií zatím není vhodný pro transplantace. Důvodem jsou jeho malé rozměry, které odpovídají velikosti králičího srdce. Vědci jsou však přesvědčeni, že tato technologie bude použitelná i pro tisk srdce odpovídající velikosti potřebné pro člověka.

Bude to ještě běh na dlouhou trať. Je totiž nutné, aby se vědcům povedlo napodobit také chování srdce. V další fázi je naplánováno implantovat takto vytvořená srdce pokusným zvířatům. Ovšem dle prof. Dvira budou v dohledné době v nejkvalitnějších nemocnicích po celém světě k dispozici tiskárny orgánů a tyto postupy prováděny rutinně. [20]



4 PNEUMATICKÝ MECHANISMUS

Pneumatické mechanismy patří do kategorie mechanismů, které definujeme jako systém pro přenos a transformaci energie a informace pomocí nositele energie. Nositelem energie a informace je vzdušina, nejčastěji stlačený vzduch.

S hydraulickými mechanismy mají v mnoha případech společnou teorii, fyzikální princip činnosti, podobné konstrukční řešení silových a řídicích prvků i skladbu systému. Ovšem z důvodu zejména vlastností nositele energie jsou pneumatické mechanismy více využívány pro přenos informace, řízení a jako výkonové mechanismy jen pro malé až střední výkony.

Stlačený vzduch je nositelem tří základních forem energie:

- potenciální
- deformační
- kinetické

Tyto formy energie využíváme ke konání mechanické práce. Tepelnou energii stlačeného vzduchu v pneumatických mechanismech nevyužíváme a ve výpočtech ji jako nežádoucí zanedbáváme. [21]

Pro proudící stlačený vzduch platí Bernoulliho rovnice:

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot v^2 = konst. \quad (4.1)$$

kde první člen na levé straně představuje potenciální energii, druhý tlakovou a třetí člen energii kinetickou. Potenciální energie je zanedbatelně malá, a proto pro praktické využití v pneumatických mechanismech zbývají energie tlaková a kinetická.

Tlakovou energii p/ρ v uvedené Bernoulliho rovnici můžeme také pro 1 kg látky psát ve tvaru $p \cdot v$, kde p je tlak a v je měrný objem vzduchu. Mechanismy, které využívají tuto energii nazýváme pneumostatické a tvoří v praktickém využití energie stlačeného vzduchu značnou převahu nad mechanismy pneumodynamickými, využívajícími kinetickou energii stlačeného vzduchu $v^2/2$.

Pneumatické mechanismy pracují na objemovém principu a z hlediska naplňování daného objemu jsou děleny na dvě skupiny. První skupina se vyznačuje zaplňováním pracovního prostoru objemem V vzduchu o konstantním tlaku p , obr. 4.1a. Deformační energii, i když v procesu naplňování objemu V existuje, nevyužíváme.

Využívaná tlaková energie bude: [21]

$$W_p = V \cdot p \quad (4.2)$$

Druhá skupina se vyznačuje zaplněním pracovního prostoru v počátečním stavu takovým objemem vzduchu V , aby jeho deformací se vykonala práce při konstantním objemu a měnícím se tlaku, obr. 4.1b. Využívá se přitom deformační energie stlačeného vzduchu, pro kterou platí: [21]

$$W_d = \frac{1}{2} \cdot k \cdot x^2 \quad (4.3)$$

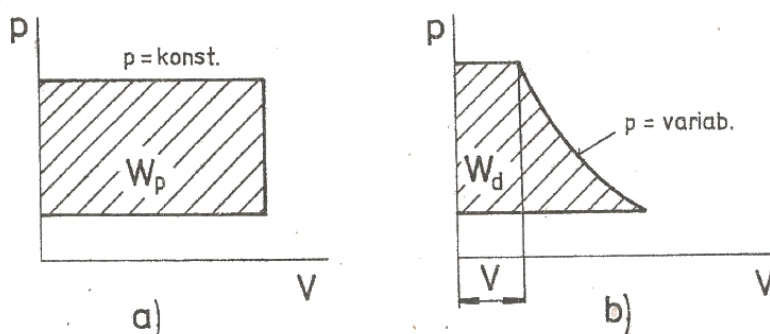
W_d – tlaková energie [$N \cdot m$]

k – tuhost nositele energie [$N \cdot m^{-1}$]

x – deformace [m]

V – objem [m^3]

p – tlak [Pa]



Obr. 4.1 – Využití energie stlačeného vzduchu [21]

4.1 Vlastnosti pneumatických mechanismů

Pneumatické mechanismy mají řadu výhod a předností před mechanismy hydraulickými, elektrickými a tuhými. To je také jeden z důvodů neustále se rozšiřujícího používání těchto mechanismů při konstrukci moderních strojů a zařízení. Vybrané výhody jsou:

- rozvod stlačeného vzduchu jediným vodičem (trubky, hadice) s jednoduchým a nenáročným připojováním
- čistota provozu
- možnost práce ve značném rozmezí teplot okolního prostředí
- vlivem vnitřního přetlaku je zabráněno vnikání nečistot z okolí
- velká rychlost vykonávaných operací (např. u přímočarého pohybu až 8krát rychleji a u rotačního pohybu až s 20krát většími otáčkami než u mechanismů hydraulických či elektrických)



- snadná rychlostní, otáčková, silová a výkonová regulace jednoduchými prostředky a bez maření energie
- možnost automatizace logických pracovních funkcí a jednoduchá kombinace s elektrickými řídicími prvky nepatrného výkonu [21]

Pro objektivní posouzení pneumatických mechanismů je nutno zmínit i jejich nevýhody:

- stlačený vzduch musí být pro spolehlivou činnost patřičně upraven
- stlačitelnost vzduchu způsobuje malou tuhost mechanismu a při proměnlivém zatížení obtížnou rychlostní regulaci a souslednost pohybů
- nízký pracovní tlak stlačeného vzduchu – maximálně 1 MPa

Uvedené nevýhody se dají v některých speciálních případech podstatně eliminovat kombinováním s jiným typem mechanismu. [21]

4.2 Základní parametry pneumatických mechanismů

Výkon pneumatického mechanismu je určen dvěma základními parametry, jedná se o tlak p a objemový průtok Q . Protože se jedná o vzdušinu, bude v každém okamžiku její stav popsán stavovou rovnicí ideálního plynu:

$$p \cdot V = r_p \cdot T \quad (4.4)$$

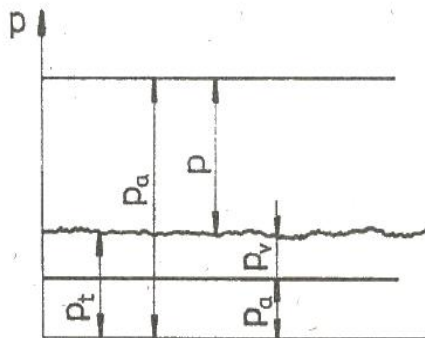
r_p – měrná plynová konstanta [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

T – teplota [K]

Je tedy nutno mezi základní parametry nositele energie zahrnout i teplotu T .

4.2.1 Tlak

Při měření tlaku a výpočtech tlaku se musí rozlišovat tlak absolutní a přetlak. Rozdílu je možné povšimnout na obr. 4.2. [21]



Obr. 4.2 – Definice tlakových hladin [21]

Přetlak p se měří manometrem, připojeným na pneumatický prvek či vedení. Absolutní tlak p_a , který je používán při výpočtech, je získán součtem tlaku atmosférického p_{at} a přetlaku. Vakuové pneumatické mechanismy pracují s tlakem nižším než atmosférický, který může být vyjádřen jako tlak absolutní p_a nebo podtlak p_v . Může být také určen kvalitativně v procentech hodnoty atmosférického tlaku. [21]

4.2.2 Průtok

Průtok vzduchu je označován Q . Protože je závislý na tlaku a teplotě, podle uvedené stavové rovnice ideálního plynu, udává se vždy přepočítaný tzv. normovaný stav průtoku, který je označen Q_{Nn} . Tím se rozumí množství vzduchu, které při tlaku 100 kPa a teplotě 293 K vyplňuje objem 1 m³. [21]

4.3 Proudění plynu

Při popisu proudění plynu je uvažováno kvazilineární proudění, u něhož počítáme se středními hodnotami parametru stavu. Kromě již zmíněných veličin zde vystává rychlost w .

Rovnice kontinuity určuje, že v každém časovém okamžiku a v každém průřezu je stejný hmotnostní průtok vzduchu. Jedná se o zákon zachování hmotnosti. Tvary rovnice kontinuity mohou být následující: [21]

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.5)$$

nebo

$$A_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 = A_2 \cdot w_2 \cdot \rho_2 = konst. \quad (4.6)$$

$A_{1,2}$ – průtokový průřez [m^2]

$w_{1,2}$ – rychlost proudění [$m \cdot s^{-1}$]

$\rho_{1,2}$ – hustota plynu [$kg \cdot m^{-3}$]

Zákon zachování energie je vyjádřen Bernoulliho rovnicí:

$$u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{w_1^2}{2} + g \cdot h_1 + q_1 = u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{w_2^2}{2} + g \cdot h_2 = konst. \quad (4.7)$$

$u_{1,2}$ – vnitřní energie [J]

$p_{1,2}$ – tlak plynu [Pa]

$\rho_{1,2}$ – hustota plynu [$kg \cdot m^{-3}$]

$w_{1,2}$ – rychlost proudění [$m \cdot s^{-1}$]

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

$h_{1,2}$ – geodetická výška [m]

q_1 – teplo [J]

Pro praktické výpočty pneumatických mechanismů je možno hodnoty vnitřní energie a tepla zanedbat. Dále je možno zanedbat geodetickou výšku nejen pro vodorovné potrubí. Naopak je nutno Bernoulliho rovnici rozšířit o třecí tlakovou ztrátu p_z . Její zjednodušený tvar je tedy následující:

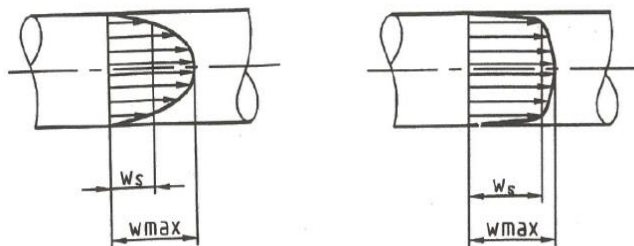
$$p + \frac{w^2}{2} \cdot \rho + p_z = konst. \quad (4.8)$$

S využitím základních rovnic z termomechaniky a uvedených rovnic proudění umožní stanovit základní výpočtové vztahy pro výpočet pneumatického mechanismu pro tyto základní pracovní vztahy: [21]

- proudění plynu ve vedení
- průtok plynu zúženým průřezem – škrcení
- zaplňování a vyprazdňování pracovních prostorů

4.3.1 Proudění plynu ve vedení

Ve vedení může docházet buď k proudění laminárnímu, nebo turbulentnímu. Rozdíl mezi těmito prouděními a jejich rychlostní profily jsou znázorněny na obr. 4.3. [21]



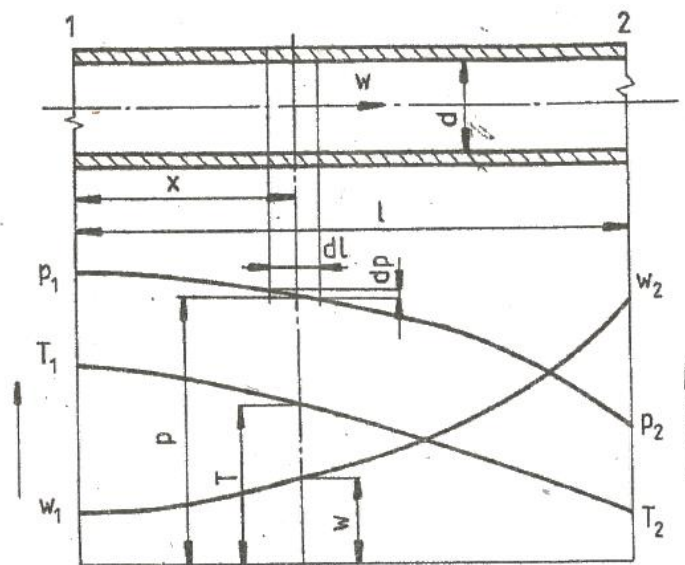
Obr. 4.3 – Proudění plynu [22]

Jestli dochází k prvnímu či druhému typu proudění závisí na střední rychlosti plynu w_s ve vedení, průřechu průměru d a viskozitě ν . Závislost těchto veličin určuje Reynoldsovo číslo Re . [21]

$$Re = \frac{w_s \cdot d}{\nu} \quad (4.9)$$

Kritické Reynoldsovo číslo pro kruhový průřez je $Re = 2320$. Pod touto hranicí je proudění laminární, nad ní turbulentní. Ovšem ve skutečnosti je v rozmezí $Re = 2320$ až přibližně $Re = 10^4$ proudění přechodné a plně rozvinuté turbulentní proudění je až při $Re > 10^4$. [22]

Na rozdíl od kapalin dochází při proudění plynu k expanznímu proudění, při němž po délce vedení dochází k nelineárním změnám tlaku, teploty, rychlosti a hustoty. Schéma k výpočtu tlakové ztráty je možno vidět na obr. 4.4.



Obr. 4.4 – Schéma výpočtu tlakové ztráty [21]



Při výpočtu délkových ztrát způsobených třením se rozlišují dvě tlakové ztráty. Tlaková ztráta při proudění laminárním a turbulentním. Tyto vztahy platí pro proudění mezi jednotlivými prvky pneumatického mechanismu, kdy délky potrubí lze předpokládat řádově v metrech. Tlaková ztráta při laminárním proudění bývá nazývána zákonem Hagen-Poiseuilleovým a platí pro ni vztah: [21], [22]

$$p_z = \frac{32 \cdot \eta \cdot l \cdot w_s}{d^2} \quad (4.10)$$

Pro tlakovou ztrátu při proudění turbulentním platí Weisbachův vztah:

$$p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (4.11)$$

p_z – tlaková ztráta [Pa]
 η – dynamická viskozita [Pa · s]
 λ – třecí součinitel [–]
 l – délka potrubí [m]
 w_s – střední rychlost [m · s⁻¹]
 w – rychlost [m · s⁻¹]

Kromě tlakových ztrát třením je nutno zohlednit také místní ztráty, pro něž platí:

$$p_z = \xi \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot \rho_1 \quad (4.12)$$

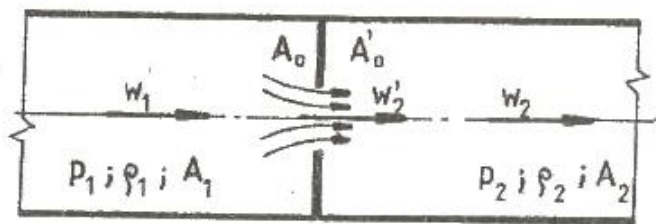
ξ – součinitel místního odporu [–]
 w_1 – rychlost proudění před vstupem do místního odporu [m · s⁻¹]
 ρ_1 – hustota před vstupem do místního odporu [kg · m⁻³]

Do místních ztrát se zahrnují ztráty náhlým zúžením či rozšířením průtočného průřezu, změnou směru proudění, a hlavně ztráty v připojovacích prvcích a prvcích pneumatického mechanismu jako jsou například ventily, rozvaděče apod. [21]

4.3.2 Průtok plynu zúženým průřezem

Jedná se o dokonale nevratný děj, při kterém se nekoná žádná práce. Na překonání zúženého průřezu, který představuje odpor, se spotřebovává tlakový spád.

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (4.13)$$



Obr. 4.5 – Průtok vzduchu zúženým průřezem [21]

Použitím Bernoulliho rovnice pro stlačitelnou tekutinu a dosazení známých vztahů z termomechaniky pro entalpii je možno obdržet vztah pro výtakovou rychlost:

$$w_2' = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]} \quad (4.14)$$

w_2' - výtaková rychlost [$m \cdot s^{-1}$]

χ - Poissonova konstanta [-]

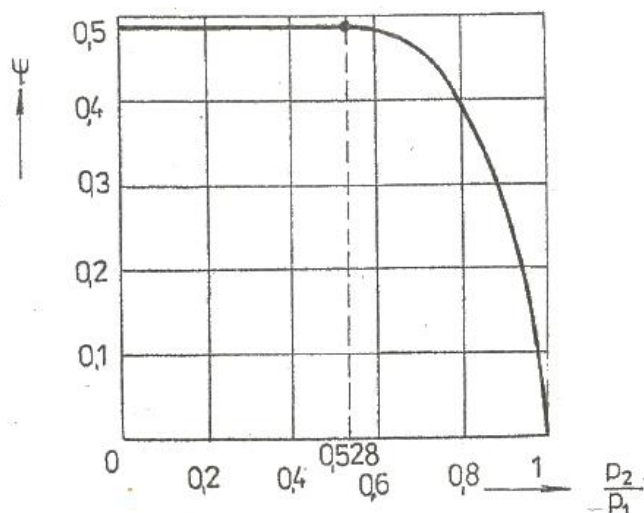
Průtok škrcením:

$$Q = A_0 \cdot w_2' \cdot \psi \quad (4.15)$$

A_0 – průtočný průřez [m^2]

ψ – výtokový součinitel [-]

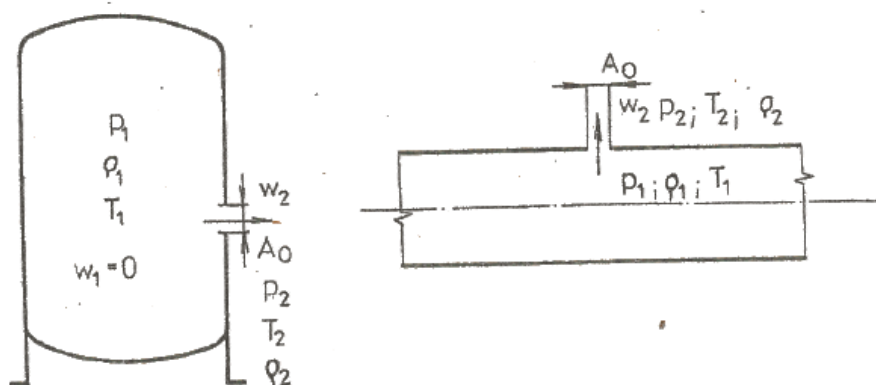
Výtokový součinitel ψ závisí na poměru tlaků p_2/p_1 . Tuto závislost je možno vidět na obr. 4.6. [21]



Obr. 4.6 – Graf závislosti výtakového součinitele na tlakovém poměru [21]

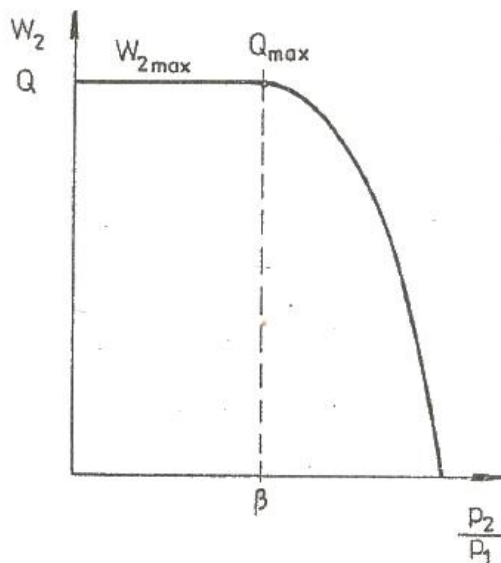
4.3.3 Výtaková rychlost a průtok při vyprazdňování

Případ vyprazdňování může nastat například u vzdušníku, libovolné nádoby nebo netěsnosti v potrubní síti. Na obrázku 4.7 je takový případ naznačen.



Obr. 4.7 – Vyprazdňování nádoby a výtok otvorem ve vedení [21]

Pro takový případ lze předpokládat, že počáteční rychlost $w_1 = 0$ a dosazením této hodnoty do vztahu 4.14 je možno získat hodnotu výtakové rychlosti w_2 . Ovšem s klesajícím poměrem tlaku p_2/p_1 rychlost roste, až dosáhne maximální hodnoty w_{max} při tlakovém poměru $\beta = p_k/p_1$, který se nazývá kritický tlakový poměr. Jemu odpovídá kritický tlak p_k a kritická výtaková rychlost w_k . Při dalším poklesu tlaku p_2 pod kritický tlak se již výtaková rychlost nemění, viz obr. 4.8 níže. [21]



Obr. 4.8 – Graf závislosti objemového průtoku na tlakovém poměru [21]

Je to důsledek expanze tlakového plynu ve výtokovém průřezu. Kritický tlakový poměr lze odvodit také ve tvaru:

$$\beta = \frac{p_k}{p_1} = \left(\frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{\chi}{\chi - 1}} \quad (4.16)$$

Maximální hodnotu (výtokového) průtoku Q_{max} lze určit ze vztahu 4.15 při dosazení hodnoty w_k . [21]

4.4 Řídící prvky pneumatických mechanismů

Pneumatické řídící prvky tvoří velmi široký sortiment přístrojů a zařízení potřebných pro skladbu pneumatických obvodů. Existují tři základní kritéria, podle kterých se řídící prvky dají rozdělit. Prvky pro:

- hrazení průtoku
- řízení průtoku
- řízení tlaku

Prvky pro hrazení průtoku se obvykle nazývají rozvaděče, prvky pro řízení a tlaku jsou ventily. Vedle těchto základních prvků existuje ještě celá řada speciálních prvků.

Dalším hlediskem pro rozdělení řídicích prvků může také být jejich konstrukční provedení, dané uzavíracím prvkem, tj. buď ventilem, šoupátkem nebo membránou. Rozvaděče i ventily mohou být ovládány manuálně, mechanicky, pneumaticky a elektricky, případně vhodnou kombinací těchto způsobů.

Při elektrickém ovládání se využívá stejnosměrných nebo střídavých magnetů, buď impulzních, nebo proporcionálních. Řídicím signálem je elektrický proud z koncových spínačů, tlakových spínačů, potenciometrů, elektrických řídicích systémů apod. Možnost využití tohoto signálu s velmi krátkými časy spínání značně rozšířili oblasti použití pneumatických mechanismů pro různé automatizované pracovní cykly. [21]

4.4.1 Obvody pneumatických mechanismů

Vznikají účelnou skladbou jednotlivých pneumatických prvků za účelem dosažení požadovaných pohybů, přenosů sil nebo momentů, řízení rychlosti či otáček, automatizace pracovních cyklů apod.

Obvody pneumatických mechanismů se znázorňují schématem. Využívá se normalizovaných značek a symbolů dle ČSN 01 3624 – Značky pro kreslení hydraulických a pneumatických schémat. [21]

Jednou z důležitých součástí pneumatického obvodu je vzdušník. Jeho úkolem je:

- zabránit přenosu pulzací plynu
- vyrovnávat kolísání tlaku v obvodu
- zabránit příliš krátkým periodám chodu kompresoru
- ochlazování stlačeného plynu

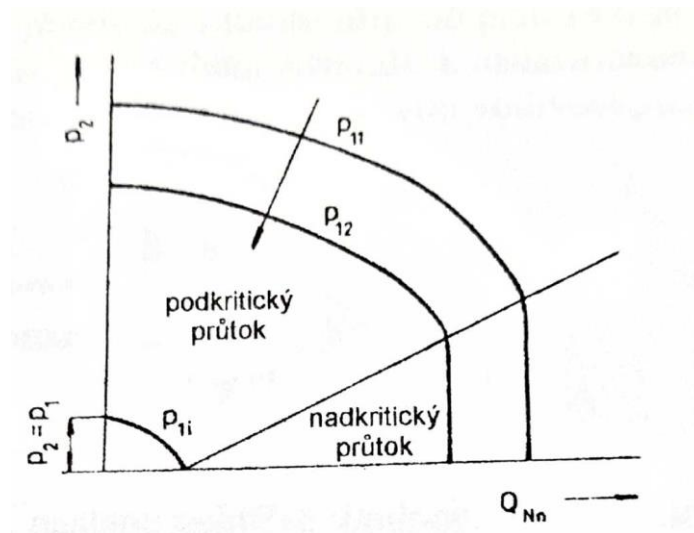
4.5 Metody výpočtu pneumatického obvodu

Smyslem výpočtu je zjistit průtokovou propustnost pneumatického obvodu, který mezi zdrojem tlaku a pracovním prvkem má řadu řídicích a jiných prvků v sériovém, paralelním nebo sérioparalelním zapojení. [21]

4.5.1 Průtokový diagram

Při výpočtu se používá podkladů a hodnot jednotlivých prvků. Které jsou uvedeny v katalozích výrobců buď jako jmenovitý průtok Q_n , přepočítaný na normovaný průtok Q_{Nn} , nebo průtokový součinitel K_V či C_V . Podle charakteru úlohy a druhu podkladů je poté třeba zvolit vhodný postup výpočtu.

Pro volbu řídicích prvků uvádějí někteří výrobci ve svých katalozích průtokové diagramy, zobrazující vzájemnou souvislost průtoku Q_{Nn} , vstupního tlaku p_1 a výstupního tlaku p_2 . [23]



Obr.4.9 – Průtokový diagram [23]

V tomto průtokovém diagramu (obr 4.8) lze pozorovat dvě charakteristické oblasti. Oblast nad omezující přímkou odpovídá podkritickému průtoku a oblast pod přímkou přísluší nadkritickému průtoku. Tento praktický diagram umožňuje zjistit:

- velikost tlaku p_2 na výstupu z prvku při vstupním tlaku a průtoku Q_{Nn}
- velikost průtoku Q_{Nn} při daném vstupním a výstupním tlaku
- na jaký tlak je třeba nastavit redukovaný tlak p_1 , který je vstupním tlakem do pneumatického prvku, je-li dán průtok Q_{Nn} a výstupní tlak p_2 z prvku [23]

4.5.2 Metoda ekvivalentního průtoku

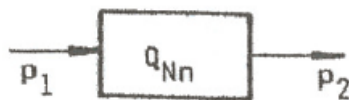
Při podkritickém proudění, jedná se o nejčastější případ, platí pro kterékoli místo pneumatického obvodu rovnice:

$$Q_{Nn} = 2,52 \cdot 10^2 \cdot K_V \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_2} \quad (4.17)$$

Q_{Nn} – normovaný průtok [$m^3 \cdot h^{-1}$]

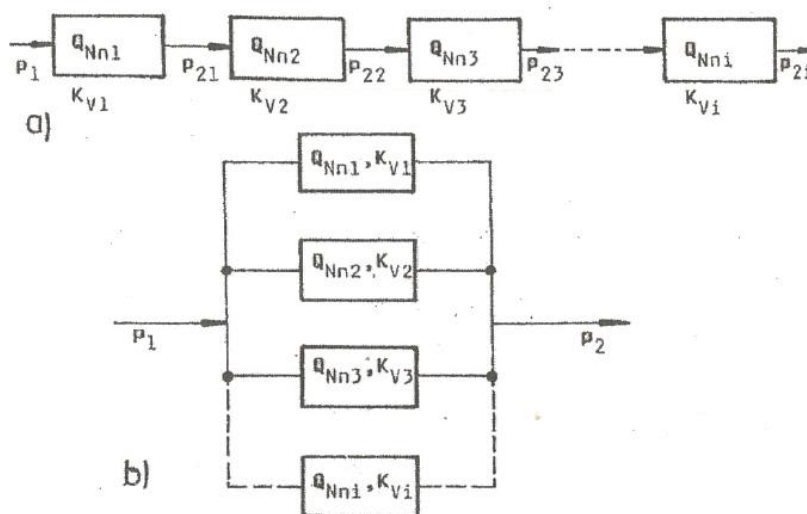
K_V – průtokový součinitel [$m^3 \cdot h^{-1}$]

Tento vztah lze znázornit blokem, viz obr. 4.9.



Obr. 4.10 – Schématický blok [23]

Jak už zde bylo zmíněno, pneumatický obvod je složen z řady svých prvků. Tyto prvky představují odpory, které mohou být zapojeny sériově, paralelně nebo sérioparalelně. [23]



Obr. 4.11 – Typy řazení pneumatických prvků [23]

Výpočet průtoku takovou soustavou lze řešit metodou ekvivalentního průtoku, resp. ekvivalentního součinitele průtoků. Ekvivalentní průtok pro případ sériového nebo paralelního řazení prvků určíme z následujících vztahů: [23]

- sériové řazení průtoků

$$Q_{Nn\text{ ekv}} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^s \frac{1}{Q_{Nni}^2}}} \quad (4.18)$$

$$K_{V\text{ ekv}} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^s \frac{1}{K_{Vi}^2}}} \quad (4.19)$$

- paralelní řazení průtoků

$$Q_{Nn\text{ ekv}} = \sum_{i=1}^S Q_{Nni} \quad (4.20)$$

$$K_{V\text{ ekv}} = \sum_{i=1}^S K_{Vi} \quad (4.21)$$

4.5.3 Použití rovnice pro podkritické proudění

Vztah 4.17 pro výpočet podkritického průtoku lze zobecnit:

$$Q_{Nn} = 2,52 \cdot 10^2 \cdot K_V \cdot \frac{p_1}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_2 - 0,5}{p_1}}{1 - 0,5} \right)^2} \quad (4.22)$$

Podíl tlaků se označí jako β , jehož hodnoty leží v intervalu $\{0 < \beta < 1\}$ a hodnota 0,5 se nahradí experimentálně zjištěným parametrem b od firmy BOSCH. [23]

$$Q_{Nn} = 2,52 \cdot 10^2 \cdot K_V \cdot \frac{p_1}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\beta - b}{1 - b} \right)^2} \quad (4.23)$$

Volba hodnoty parametru b :

- $b = 0,1$ – platí pro průtok složitým obvodem s řadou prvků v sériovém zapojení a se silným škrtícím účinkem
- $b = 0,3$ – pro průtok delším spojovacím vedením s běžnými řídicími prvky a řízený průtok do atmosféry
- $b = 0,5$ – pro průtok obvodem s minimálními tlakovými ztrátami, s malým počtem prvků o malém počtu škrtících míst, krátká vedení, výfuk do atmosféry apod. [23]

4.6 Dynamika pneumatických mechanismů

4.6.1 Odpor proti přenosu energie

Obecně se odporem proti přenosu energie rozumí vlastnost prvků a dynamických systémů disipovat část přenášené formy energie na její jinou formu. Tyto odpory mohou být různého druhu.



Jejich forma a velikost se určí ze změny rozdílu vstupního a výstupního tlaku v závislosti na změně objemu nositele energie, resp. jeho změny v čase:

- odpor proti deformaci: $D = \frac{dp}{dV}$
- odpor proti pohybu: $R_R = \frac{dp}{dQ}$
- odpor proti zrychlení: $H = \frac{dp}{dQ'}$

4.6.2 Pohybové rovnice pneumatických mechanismů

Formálně se pohybové rovnice pneumatických mechanismů zpravidla neliší od rovnic obdobných mechanismů hydraulických. Jedná se však o parametrické rovnice, protože mají zpravidla proměnné koeficienty.

Řešení rovnic s proměnnými koeficienty je s výjimkou nejjednodušších případů obtížné, pokud se nepoužije počítače. Orientační výpočet lze provést numerickou integrací. Ovšem vhodnějším přístupem je využití vhodného výpočetního softwaru. [23]

4.7 Simulační software pneumatických obvodů

Pro animaci a simulaci pneumatických obvodů prozatím nejsou vyvinuty softwarové nástroje v takovém počtu, jako je tomu např. v hydraulice. V této kapitole byly vybrány a stručně popsány jen některé z nich. Dále existuje celá řada simulačních softwarů, např. SSP, BGSP, HyPneu nebo PNEUSIM.[23]

4.7.1 Simulační systém MATLAB – Simulink

Softwarový produkt Simulink je nástavba programu MATLAB. Je určen pro simulaci dynamických systémů. Pro tento účel obsahuje velké množství programových položek. Je používán pro tvorbu a upřesňování simulačních modelů, a především pro následnou simulaci s predikcí, analýzou a optimalizací dynamického chování navrhovaného systému. Celý systém pracuje pod operačním systémem Windows a jednotlivé prvky programu Simscape – Simulink se nacházejí v blocích

Model se postupně tvoří tak, že pomocí ikony se žádané prvky „vtahují“ do tvořené aplikace a spojují se pomocí spojovacích linek.

Pneumatické prvky, pro účel tvorby simulačních modelů, lze rozdělit do dvou skupin:

- skupiny odporů – proti pohybu vzduchu
- skupin kapacit – charakteristickou vlastností je akumulace vzduchu [23]

Matematický model pneumatického odporu:

- Pro nadkritický tlakový poměr, tj. $p_2/p_1 < \beta_k$ je hmotnostní průtok:

$$Q_m^* = C \cdot p_1 \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (4.24)$$

objemový průtok:

$$Q^* = C \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (4.25)$$

- Pro podkritický tlakový poměr, tj. $p_2/p_1 > \beta_k$ platí:

$$Q_m^* = C \cdot p_1 \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} - \beta\right)^2}{(1-\beta)^2}} \quad (4.26)$$

objemový průtok:

$$Q^* = C \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} - \beta\right)^2}{(1-\beta)^2}} \quad (4.27)$$

Q_m^* – hmotnostní průtok [$kg \cdot s^{-1}$]

Q^* – objemový průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]

C – pneumatická vodivost [$m^4 \cdot s \cdot kg^{-1}$]

$p_{1,2}$ – tlak plynu [Pa]

ρ_0 – hustota plynu [$kg \cdot m^{-3}$]

$T_{0,1}$ – teplota plynu [K]

Matematický model pneumatické kapacity:

Vychází se z popisu vlastností pneumatické nádrže, u níž dochází k výměně látky stlačeného vzduchu proudícího do nebo z nádrže v otevřeném dynamickém systému. Z prvního zákona termodynamiky plynu vyplývá vztah pro změny tlaku.



$$p' = \frac{\kappa}{V} \cdot \left(R \cdot (Q_{mi} \cdot T_i - Q_{m0} \cdot T_0) + \alpha \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot (T - T_s) \cdot \left(\pi \cdot l \cdot d + \frac{\pi}{2} \cdot d^2 \right) \right) \quad (4.28)$$

První člen představuje podíl vlivu hmotnostního průtoku vzduchu, proudícího z nebo do nádrže na změnu tlaku v nádrži. Druhý člen udává vliv přestupu tepla mezi stěnou nádrže a stlačeným vzduchem v ní a ukazuje vliv rozměru nádrže. [23]

4.7.2 Simpneu

Jedná se o programový soubor, který byl sestaven na základě software pro simulaci dynamických systémů MATLAB – SIMULINK na Katedře hydromechaniky a hydraulických zařízení strojní fakulty VŠB TU Ostrava. Obsahuje modely následujících pneumatických odporů a kapacit:

- odpory: - rozváděče, škrťací ventil, kombinovaný škrťací ventil, jednosměrný ventil, tlakové regulační ventily
- kapacity: - nádrž se dvěma vstupy, vedení, zdroj konstantního tlaku, výstup do atmosféry

Výpočet kapacit a odporů na sobě závisí. Poněvadž mezi dvěma kapacitami se může nacházet odpor a obráceně. A aby bylo možno vypočítat hmotnostní průtok odporu, je třeba znát hodnoty teploty a tlaku v přilehlých kapacitách. Tlak v kapacitě se vypočítává integrací z hodnot přitékajícího a odtékajícího hmotnostního průtoku a pomocí součtu hmotnosti vzduchu se určí nová hodnota teploty. [23]



5 NÁVRH PNEUMATICKÉHO OBVODU

V této kapitole je popsán postup návrhu pneumatického obvodu. Návrhu předcházelo studium kardiovaskulárního systému člověka, mechanických srdečních náhrad a pneumatických mechanismů. Touto problematikou se zabývají předcházející kapitoly. Ze studia kardiovaskulárního systému vyvstaly nároky kladené na pneumatický obvod, kterých by mělo být dosaženo, aby pneumatický mechanismus, respektive objemové čerpadlo, splňovalo základní parametry srdce.

5.1 Nároky a parametry kladené na pneumatický obvod

Prvně si je třeba uvědomit, že celý pneumatický obvod musí být uzavřený. Především z důvodu, že pokud by měl být použit jako možná srdeční náhrada, je nasávání vzduchu z atmosféry vyloučeno. Dalším důvodem je využití hélia jako pracovního média. Důvody jsou především jeho nižší hustota oproti vzduchu, vyšší tepelná kapacita, vyšší hodnota rychlosti zvuku a nižší tlakové ztráty vlivem tření.

Každá pracovní komora mechanismu by měla být schopna přečerpat přibližně 70–90 ml fyziologického roztoku na jeden cyklus (výtlak). Cílem je dosáhnout frekvence 60 cyklů za minutu, aby byly splněny podmínky srdečního minutového výdeje v klidovém režimu. Ten činí v klidovém režimu přibližně 5 l/min.

Další parametr, který má být splněn je tlak. Navržené objemové čerpadlo by mělo dodat čerpané kapalině hodnoty tlaků, které jsou dány parametry srdce. Levá pracovní komora, reprezentující levou komoru srdeční, by měla dodat čerpané kapalině přibližně 16 kPa a pravá, reprezentující pravou komoru srdeční, přibližně 3,4 kPa.

Nároky a parametry vycházejí z rešeršní studie kardiovaskulárního systému člověka, která je obsažena v kapitolách 1 a 2 této práce.

Návrh obvodu a hledání řešení dále postupovalo kombinací výpočtové simulace v programu Simulink – Simscape a experimentálního ověření v laboratoři.

5.2 Prvotní uspořádání obvodu

Snahou bylo navrhnout co možná nejjednodušší prvotní obvod. Na začátku bylo pracováno, z důvodu zjednodušení, s obvodem tvořeným pouze jednou pracovní komorou reprezentující jednu ze dvou částí srdce. Tento systém bylo plánováno do budoucna rozšířit i o zbývající druhou komoru. Experimentálnímu měření prvního obvodu předcházelo ověření různých uspořádání ve zmíněném programu Simulink – Simscape. Schéma obvodu je možno vidět na obrázku 5.1.

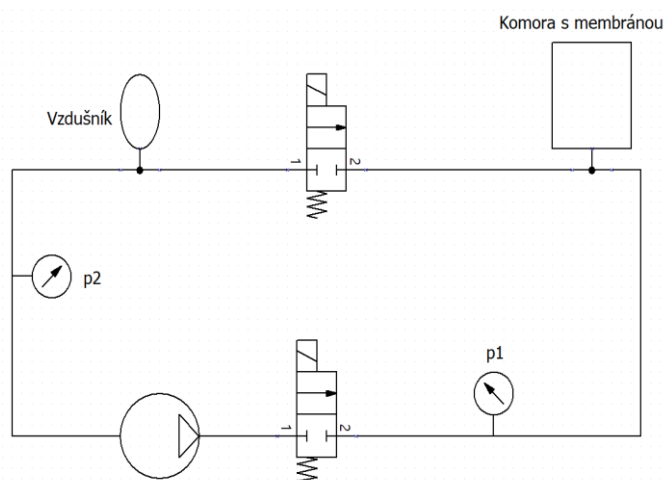
Byly vyzkoušeny varianta bez použití vzdušníku, se vzdušníkem na výtlačné větvi kompresoru a se vzdušníkem umístěným v sací větvi kompresoru. Nejvhodnějším uspořádáním pro splnění požadavků na obvod a ověření funkce bylo umístění vzdušníku v sací větvi kompresoru.

Z důvodu zmíněného zjednodušení a úspory výpočtového času byly tyto varianty vyzkoušeny na obvodu s použitím pouze jedné pracovní komory.

Hlavní kritéria pro vyhodnocení vhodnosti a porovnání jednotlivých uspořádání obvodu byly doba naplnění pracovní komory na požadovaný tlak, tlaková difference v pracovní komoře, tlaková difference ve vzdušníku, nároky na kompresor a celkové dynamické vlastnosti celého obvodu.

Dle výsledků z programu Simulink byla vybrána na první otestování v laboratoři právě varianta se vzdušníkem umístěným v sací větvi kompresoru. Umístění vzdušníku v této variantě funguje především jako zásoba dostatečného vzduchu při sací fázi. Důvodem byl fakt, že obvod je uzavřený a je také nutno myslet, že stlačitelnost použitého média hraje velkou roli.

Zmíněné uspořádání bylo ověřeno také v laboratoři a byla potvrzena jeho největší vhodnost také v reálných podmínkách.



Obr. 5.1 – Schéma zapojení pneumatického obvodu (experiment č. 1)

5.3 Experimentální ověření obvodu – fáze 1

V této podkapitole je celkově popsán první experiment. Jednalo se o důležitý krok v procesu navrhování pneumatického obvodu. Schéma zapojení obvodu je vidět na obr. 5.1.

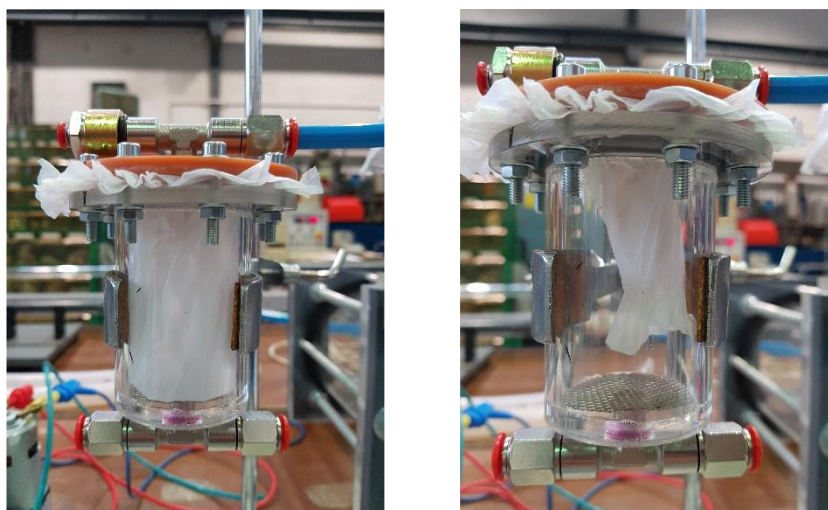
Jak již bylo zmíněno, snahou bylo navrhnout co možná nejjednodušší obvod. Byl složen ze zdroje tlaku, vedení, ventilů, dvou měřičů tlaků, pracovní komory s membránou a vzdušníku. Součástí byl také zdroj napětí s proudovou ochranou a systém pro ovládání ventilů. Rozvaděče byly elektronicky ovládány, aby docházelo k jejich časovanému otevírání a zavírání.

Použité komponenty jsou více popsány v podkapitole Experimentální ověření obvodu – fáze 2. Celý mechanismus je možno vidět na obr. 5.3.

5.3.1 Proces čerpání kapaliny

Proces čerpání byl vymyšlen následovně. Kompresor je neustále v činném stavu. Prvně je otevřen ventil ve výtlačné větvi kompresoru, tudíž dojde k nafukování membrány tlakovým vzduchem. Membrána odděluje vzduch od kapaliny v pracovní komoře. Jakmile membrána vyplní celý pracovní prostor komory, rozvaděč ve výtlačné větvi se uzavře a ve stejný moment se otevře ventil v sací větvi kompresoru. Vlivem generovaného podtlaku je stlačený vzduch z membrány odsán až do stavu, kdy je membrána plně „vysána“.

Při nafouknutí membrány dojde k vytlačení kapaliny z pracovní komory a při sfouknutí zase naopak k jejímu naplnění. Pracovní frekvence uzavírání a otevírání ventilů byla v tomto experimentu 1,8 s. Nafouknutou a sfouknutou membránu je možno vidět níže na obr. 5.2, jedná se o první použitou membránu. Na obrázku si je také možno povšimnout kovové sítky na dně komory. Její funkce spočívá v zabránění ucpání výtlačného otvoru membránou, aby mohlo dojít k úplnému vyplnění komory membránou.



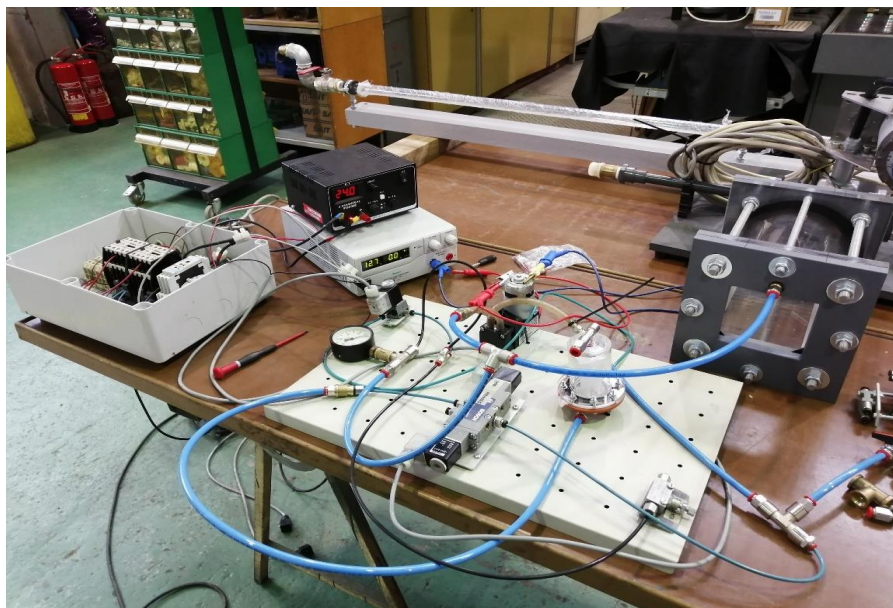
Obr. 5.2 – Pozice membrány v pracovní komoře

5.3.2 Průběh experimentu

V případě zkoušení pouze pneumatické části obvodu, prozatím nebyla připojena hydraulická část s čerpaným médiem, byly pozorovány uspokojivé výsledky. Pneumatický mechanismus pracoval dle představ a očekávání. Docházelo k nafukování a vyfukování membrány v pracovní komoře. Pracovní frekvence, nafouknutí a sfouknutí membrány, byla přibližně 18 cyklů za minutu, což bylo nedostatečné. Protože požadovaná frekvence by měla dosáhnout něco okolo 60 cyklů za minutu.

Prvotním odůvodněním bylo, že kompresor, dle měření tlaku v obvodu, dosahoval rozdílného výkonu v režimu sání a výtlačku.

Protože i přes parametry dané výrobcem, který udával přetlak až 4 bary, nebyl kompresor schopen vyvodit větší přetlak než 25 kPa. Naopak v sacím režimu dosahoval hodnot podtlaku okolo 60 kPa.



Obr. 5.3 – Pneumatický mechanismus – experiment č. 1

Mechanismus, který je možno vidět na obr. 5.3 obsahoval kromě zmíněných komponentů navíc ještě 2 ventily, které sloužily na začátcích fáze experimentu ke zjednodušení obvodu. Pomocí nichž byl obvod spojen s okolní atmosférou. Ovšem v průběhu popisovaného experimentu byly uzavřeny, neměly tak žádný vliv na obvod.

Po vyzkoušení pneumatického obvodu byla k pracovní komoře připojena i hydraulická část mechanismu. Tato část obsahovala pouze vedení, odměrný válec a čerpané médium – vodu. V první fázi experimentu bylo cílem zjistit, zda bude pracovní komora schopna vůbec nasávat a vytlačet kapalinu. Tento jev byl pozorován, pro jednoduchost, jako změna výšky hladiny vody v odměrném válci.

5.3.3 Výsledky a zhodnocení experimentu

Jak už zde bylo zmíněno, v rámci experimentu bez použití čerpaného média, byly výsledky uspokojivé. Problémem byla ovšem nedostatečná frekvence pulzů membrány. V této fázi experimentu se nepodařilo prozatím vysvětlit z jakého důvodu to bylo způsobeno. Tento nedostatek musel být ještě dořešen v dalších fázích návrhu pneumatického obvodu. Protože výsledky z výpočetního modelu neodpovídaly dosažených výsledků v této fázi experimentů.

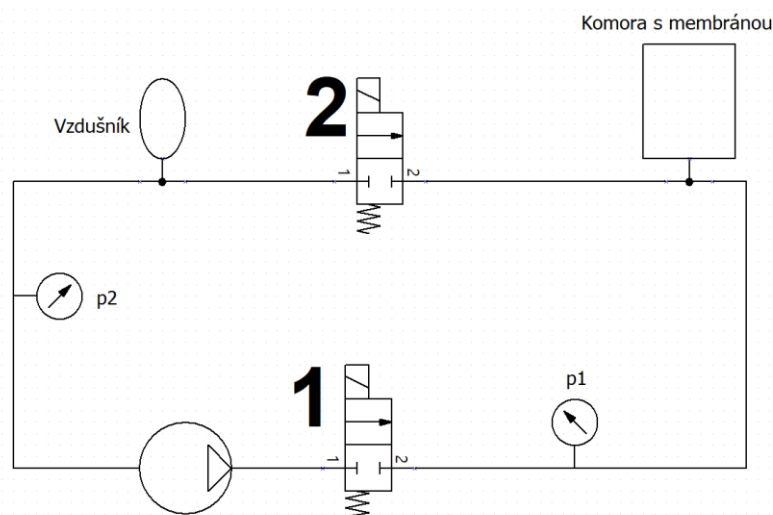
Dalším krokem bylo připojení systému s čerpaným médiem. Výsledkem pozorování bylo, že mechanismus je skutečně schopen čerpání. Bylo to zřetelné na poklesu a následně nárůstu výšky vodní hladiny v odměrném válci. Problémem v této části byla netěsnost membrány a samotné komory. Uvedený nedostatek bude vyřešen použitím membrány z jiného materiálu a přetěsnněním pracovní komory.

5.4 Experimentální ověření obvodu – fáze 2

Po důkladném prozkoumání obvodu, který byl popsán v předchozí podkapitole, vyšlo najevo, že vlivem netěsností systému dochází k velkým ztrátám tlaku. Problém byl především s netěsností rozvaděčů a pracovní komory. Především výsledky z výpočtového modelování v programu Simulink vedly k myšlence na přezkoumání těsnosti celého obvodu.

Řešením bylo přetěsnění pracovní komory, nahrazení membrány a výměnou ventilů. Do obvodu byly usazeny dva rozvaděče od firmy SMC, typ VCA21-5DO-5-02F-Q. Díky údajům od výrobce mohly být parametry ventilů zadány do modelu obvodu a došlo tak k jeho přiblížení se reálnému systému.

Ostatní použité komponenty zůstaly stejné, nezměnilo se ani jejich vzájemné uspořádání. Schéma spolu s označením ventilů je možno vidět na obr. 5.4.



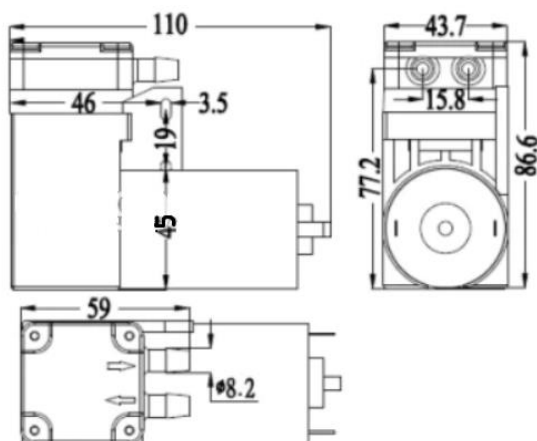
Obr. 5.4 – Schéma pneumatického obvodu s očíslováním ventilů

5.4.1 Použité komponenty

V této podkapitole jsou postupně popsány jednotlivé komponenty, které byly v této fázi experimentu použity. Jednotlivé komponenty byly propojeny vedením s vnitřním průměrem 6 mm. Dále k dosažení lepší těsnosti spojů byly všechny závitové obmořeny teflonovou páskou.

Zdroj tlaku:

Jako zdroj tlaku byl použit malý pístový kompresor s uvedenými parametry na štítku od výrobce. Jmenovité napětí kompresoru je 12 V, proudová ochrana motoru 3A, jmenovitý průtok 20 l/min, dodávaný přetlak 450 kPa a podtlak 75 kPa. Fotka a rozměry kompresoru jsou na obr. 5.5.



Obr. 5.5 – Kompresor a jeho rozměry v mm [24]

Rozvaděč:

Bylo potřeba zvolit ventil, který by si dokázal udržet těsnost i v případě namáhání podtlakem. Jak již bylo zmíněno, byly použity 2 rozvaděče od firmy SMC, typ VCA21-5DO-5-02F-Q. Jedná se o elektromagneticky přímo ovládaný 2/2 ventil pro stlačený vzduch.

Maximální pracovní tlak je 1 MPa, maximální pracovní tlakový rozdíl 0,15 MPa a hodnota průtokového součinitele C_v byla dle informací od výrobce stanovena na 0,62. [25]



Obr. 5.6 – Rozvaděč SMC – VCA21-5DO-5-02F-Q

Tlakové snímače:

Ke snímání tlaků byly použity dva tlakoměry od firmy BD SENSORS, typ: DMP 331. Tyto snímače slouží ke měření absolutních tlaků v rozsahu 0 až 2,5 bar. Použitá vzorkovací frekvence byla 2 kHz. Signál byl dále zpracován v programu labVIEW.



Obr. 5.7 – Snímač tlaků BD SENSORS, typ: DMP 331

Pracovní komora:

Pracovní komora byla podle návrhu vyrobena v laboratoři OFIVK v Brně. Je opatřena jedním otvorem pro plyn v horním víku a jedním otvorem pro čerpané médium ve spodní části komory. Vstupní průměry vedení jsou 6 mm. Její celkový vnitřní objem je přibližně 90 ml. Je opatřena také těsněním a membránou, která má za úkol oddělit stlačený plyn od čerpaného média a jejíž pomocí dojde k samotnému procesu čerpání.

Tento proces je popsán v předchozí podkapitole – Proces čerpání kapaliny. Byla vyzkoušeno více druhů materiálů použitých jako membrána. Ovšem jako nejvhodnější se osvědčil klasický prezervativ.

Nad otvorem pro vstup a výstup čerpané kapaliny je umístěna síťka, která vymezuje prostor, aby nedošlo k zacpání otvoru nafukující se membránou dříve, než dojde k jejímu úplnému zaplnění objemu komory.

Rozměry komory budou v další fázi experimentu zmenšeny na předpokládaný objem přibližně 70 ml. Původní objem byl mírně větší, než je ve skutečnosti potřeba, protože nebyla doposud představa, jak se bude celý mechanismus chovat. Zmenšení objemu komory má za cíl snížení potřebného času pro naplnění membrány na potřebný tlak.

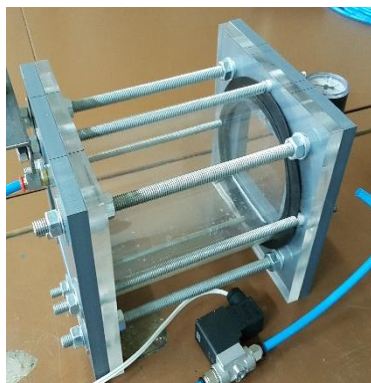


Obr. 5.8 – Pracovní komora

Vzdušník:

Aby se systém choval dle předpokladů, bylo nutné v obvodu použít vzdušník. Ten byl také vyroben v laboratoři OFIVK. Jeho objem je přibližně 2,3 l.

V uzavřeném obvodu byla jeho funkce především jako zdroj dostatečného vzduchu v sací větvi kompresoru. V dalších fázích matematického modelování bude vyzkoušena varianta zcela bez vzdušníku, aby bylo možné snížit celkové rozměry celého obvodu. Ovšem v experimentální části obvodu pracujícího se vzduchem bude jeho umístění zachováno.



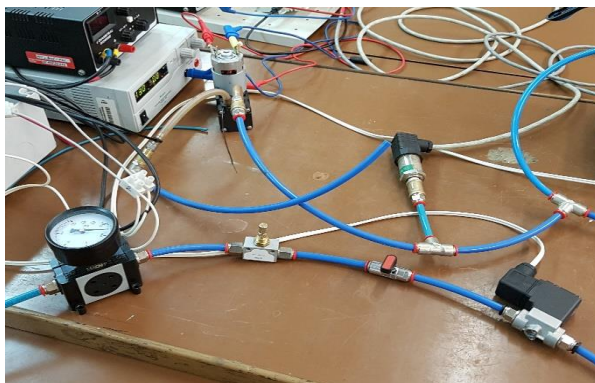
Obr. 5.9 – Vzdušník

Zdroj konstantního tlaku:

V této fázi experimentu byl v obvodu použit jako zdroj tlaku kompresor, který je zmíněn viz. výše. Ovšem nebyl schopen ve výtlačné větvi vygenerovat za požadovaný čas dostatečný přetlak. Bylo to způsobeno především tím, že vlivem proudové ochrany byl kompresor opakovaně zapínán a vypínán, podle otevření ventilů. Tento model kompresoru není zkrátka schopen vygenerovat, i přes udávané parametry od výrobce, větší přetlak v uzavřeném obvodu.

Kompresor byl tedy nahrazen větším kompresorem se vzdušníkem, který fungoval jako zdroj konstantního tlaku a na výstupu ze vzdušníku byl opatřen škrtkicím ventilem s tlakoměrem. Jako zdroj podtlaku byl stále použit malý kompresor. Byl tedy pouze nahrazen výtlačný kompresor. Pro uzavřený obvod se tedy nic jiného nemění.

Záměna má za cíl zjistit, jaký je potřeba dodávaný přetlak zdroje, aby bylo dosaženo přečerpání požadovaného množství kapaliny a potřebného tlaku.



Obr. 5.10 – Napojení zdroje konstantního tlaku na obvod

Na obr. 5.10 je možno vidět zapojení zdroje konstantního tlaku do obvodu. Dále pak škrticí ventil s tlakoměrem a uzavírací ventil. Ten měl za cíl pouze zlepšit ovládací funkce. Během měření byl zcela otevřen.

Zdroj napětí:

Byly použity laboratorní zdroje s výstupním napětím 24 V.

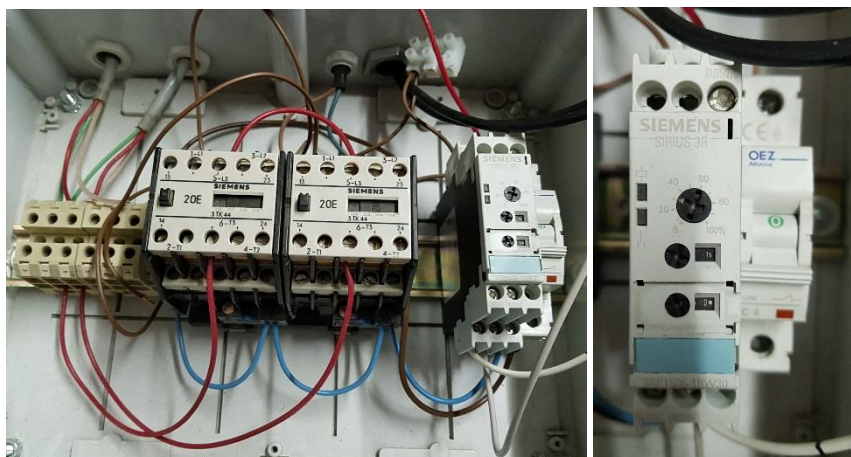


Obr. 5.11 – Laboratorní zdroje napětí

Ovládání ventilů:

K dosažení požadované funkce celého systému bylo potřeba použití elektrického spínání ventilů. Jednotlivé komponenty časového spínání rozvaděčů byly použity od firmy Siemens. A během druhé fáze experimentálního ověření bylo časové relé nastaveno na periodu spínání 30 % z 1 s. Což odpovídá hodnotě spínání 0,3 s.

Ovládání ventilů bylo provedeno přepínacím způsobem. U ventilů se protichůdně měnila pozice otevřeno/zavřeno. To znamená, že po dobu 0,3 sekundy byl první rozvaděč otevřen, druhý uzavřen, poté došlo k současnému přepnutí – uzavření prvního ventilu, otevření druhého a opět tato druhá část cyklu trvala 0,3 s. Z toho vyplývá, že celý cyklus měl periodu 0,6 s.



Obr. 5.12 – Časovač a časové relé s nastavenou hodnotou

Sběr dat:

Ke sběru dat sloužilo zařízení od firmy National Instruments, typ: USB-6216. Jedná se o izolované, univerzální zařízení určené ke sběru dat. Je ideální pro testovací, kontrolní, návrhové a akademické aplikace.



Obr. 5.13 – Zařízení ze sběru dat, typ: USB-6216 [26]

5.4.2 Průběh experimentu

Po ověření těsnosti jednotlivých komponentů mohlo znovu dojít k experimentálnímu vyzkoušení pneumatického obvodu s jednou pracovní komorou. Signál z tlakových snímačů byl zpracován v programu LabVIEW, doba ukládání dat byla nastavena na 30 s. A dále naměřená data byla zpracována pomocí softwaru Excel.



Obr. 5.14 – Graf závislosti absolutního tlaku na čase

Nejprve byl jako zdroj tlaku použit kompresor, který je možno vidět na obr. 5.5. Byla nastavena perioda spínání ventilů na hodnotu 0,3 s. To odpovídá 100 cyklům za minutu. Výsledek experimentu je možno vidět na obr. 5.14.

V grafu je zobrazen poslední cyklus z 30 sekund zaznamenaných a naměřených dat. Jedná se o hodnoty absolutního tlaku. Naměřená data jsou pořízena z tlakového snímače p_1 , jeho umístění je vidět na obr. 5.4.

Tlakový nárůst v čase 29,34 s má hodnotou přibližně 145 kPa, je způsoben tlakovým rázem kvůli uzavření druhého ventilu a je označen červeně. Poté dochází k téměř okamžitému poklesu na přibližně atmosférickou hodnotu tlaku. V této fázi cyklu je první ventil otevřen a druhý ventil uzavřen.

Po tlakovém poklesu dochází ke zvyšování tlaku ve výtlačné větvi. Tlak samozřejmě roste také v membráně, která je uložena v pracovní komoře. Celý tento průběh je označen modře. Stoupavý a klesavý průběh je nejspíše způsoben především nedostatečným výkonem kompresoru na výtlačku a vlivem jeho charakteristiky.

K následnému přepnutí ventilů došlo přibližně v časovém kroku 29,63 s, kdy dojde ke znatelnému poklesu tlaku. Až na hodnotu přibližně 88 kPa, což odpovídá podtlaku zhruba 13 kPa.

Generování podtlaku trvalo až k dalšímu přepnutí, kdy tlak vlivem uzavření druhého ventilu opětovně na krátký časový okamžik narostl na hodnotu přibližně 148 kPa. Po tomto tlakovém rázu by následoval další pracovní cyklus. Tato fáze cyklu je zaznamenána zeleně. Periodicky se opakující průběh naměřených hodnot tlaku může být způsoben postupným „vyfukováním“ objemu vzduchu v celé větvi nebo i tím, že ventil nebyl schopen udržet větší podtlak.

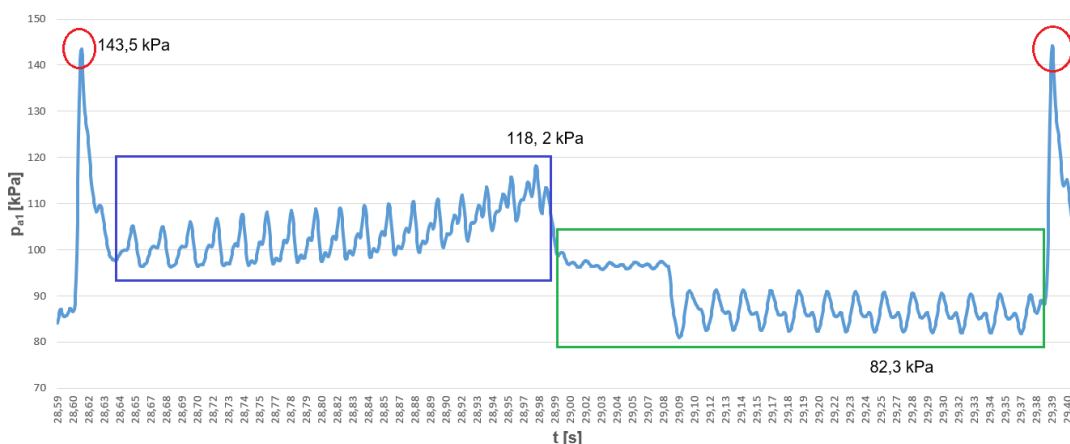
Ze záznamu lze také odhadnout, že by měla jít také zkrátit doba podtlakové fáze cyklu, a to alespoň o 0,1 s. To by znamenalo zkrácení celé periody z 0,6 s na 0,5 s.

Maximální přetlak v pracovní komoře, který kompresor zvládl vyvinout má hodnotu přibližně 9 kPa. Vzhledem k tomu, že tlak dodaný čerpané kapalině má být v levé komoře 16 kPa, je tato hodnota přetlaku v membráně nedostatečná.

Prodloužení periody cyklu:

Z důvodu dosažení maximálního přetlaku v membráně 9 kPa byla vyzkoušena také varianta s delší periodou pracovního cyklu. Aby měl kompresor více času pro zvýšení hodnoty tlaku v systému.

Perioda spínání ventilů byla nastavena na 40 % z 1 s, což odpovídá hodnotě 0,4 s, tudíž celá perioda cyklu trvala 0,8 s. To odpovídá 75 cyklům za minutu.



Obr. 5.15 – Grafické znázornění naměřených dat s periodou cyklu 0,8 s

Graf zobrazuje opět celý poslední naměřený cyklus v ukládacím časovém intervalu 30 sekund. Průběh je podobný s nastavením periody 0,6 s.

Tlakové vrcholy způsobené uzavřením druhého ventilu jsou opět zakroužkovány červeně. Fáze, kdy je první rozvaděč otevřen a druhý uzavřen, odpovídá fázi nafukování membrány a je zaznačena modře. V časovém okamžiku 28,99 s dojde k přepnutí ventilů, což má za následek otevření sací větve kompresoru a následný strmý pokles tlaku. Tlak v sací fázi cyklu se ustálil na hodnotě přibližně 82,5 kPa, to představuje podtlak zhruba 19 kPa. Tato fáze je zaznačena zeleně a trvá až do opětovného tlakového rázu vlivem uzavření druhého rozvaděče.

Z průběhu naměřených hodnot v sací fázi cyklu je možno odhadnout, že by tato fáze mohla být zkrácena dokonce i o 0,2 s. Takže by celá perioda cyklu mohla trvat 0,6 s tím, že by výtlačná fáze cyklu trvala 0,4 s a sací fáze cyklu pouze 0,2 s.

Maximální přetlak v pracovní komoře byl naměřen 17 kPa. Což je více než požadovaných 16 kPa. Ovšem v případě čerpání kapaliny je potřeba počítat s určitými ztrátami. Z čehož plyne, že bude potřeba o něco větší přetlak v membráně.

Ve srovnání s minulým experimentem, kdy byla nastavena perioda přepínání ventilů 0,3 s, došlo k přibližně 45% nárůstu přetlaku v membráně. Ovšem vlivem proudové ochrany není schopen kompresor vyvinout vyšší přetlak. V uzavřeném obvodu při dalším prodloužení periody cyklu docházelo v závěru výtlačné fáze i k zastavování kompresoru. A následnému opětovnému rozběhnutí při otevření druhého ventilu, a tudíž odlehčení kompresoru. Z tohoto důvodu již další prodloužení periody není vhodné.

Nahrazení zdroje tlaku:

Vlivem nemožnosti dalšího prodloužení pracovní periody mechanismu bylo navrženo nové řešení. Kompresor na výtlačku byl nahrazen zdrojem konstantního tlaku, ale stále byl připojen na obvod v sací části a sloužil tak jako zdroj podtlaku v sací fázi.

Zdroj konstantního tlaku byl uskutečněn velkým kompresorem se vzdušníkem. Vzdušník byl automaticky dotlakováván na hodnotu přetlaku 6 barů. Z tohoto vzdušníku šla vývodní hadička o vnitřním průměru 6 mm, která měla na konci prvek určeným k regulaci tlaku, jehož součástí je i tlakoměrem. Přebytný tlak mohl být z tohoto prvku případně i odfukován do okolí. Díky tomu byla možná regulace tlaku na výstupu ze vzdušníku. A provedení může být považováno za zdroj konstantního tlaku.



Obr. 5.16 – Naměřená data – na výtlačku použit zdroj konstantního tlaku, perioda cyklu 0,6 s

Regulační pneumatický prvek, který redukoval výstupní tlak ze vzdušníku, byl na výstupní tlak přibližně 40 kPa. Perioda přepínání rozvaděčů byla opět nastavena na hodnotu 0,3 s. To opět odpovídá 100 cyklům za minutu.

Charakteristický tlakový vrchol způsobený uzavřením druhého ventilu je opět v grafu zaznačen červeně.

Fáze plnění membrány je vyznačena modře. Průběh stoupání tlaku v této fázi dokazuje, že použitý zdroj může být uvažován jako konstantní zdroj tlaku. Maximální hodnota přetlaku v membráně byla naměřena přibližně 34 kPa. Pomocí regulace zdroje tlaku bude možno také regulovat potřebný tlak v membráně během cyklu. Jestliže nebude případně přetlak 34 kPa dostačující, jednoduše se zvýší dodávaný tlak ze vzdušníku a naopak.

Poté došlo k přepnutí rozvaděčů a následujícímu poklesu tlaku až na hodnotu 89,5 kPa. Tato hodnota podtlaku je dostačující a není tedy prozatím nutná náhrada malého kompresoru jakožto zdroje podtlaku v sací fázi cyklu. Dále z průběhu naměřených hodnot v druhé fázi cyklu lze usoudit, že čas potřebný na pokles tlaku by v případě potřeby mohl být snížen o 0,1 s.

5.4.3 Výsledky experimentu

V této podkapitole jsou shrnuty jednotlivé mezivýsledky z druhé fáze experimentálního pneumatického obvodu s použitím prozatím pouze jedné pracovní komory.

Všechny vyzkoušené varianty obvodů měly velmi uspokojivé výsledky. Na rozdíl od prvotní fáze experimentů, kdy se podařilo dosáhnout maximálně 18 cyklů za minutu, se v této fázi experimentů pohyboval rozsah pracovních cyklů v intervalu od 75 až do 100 cyklů za minutu. Což je více než dostačující pro dosažení základních časových parametrů plynoucích z fyziologie srdečních komor.

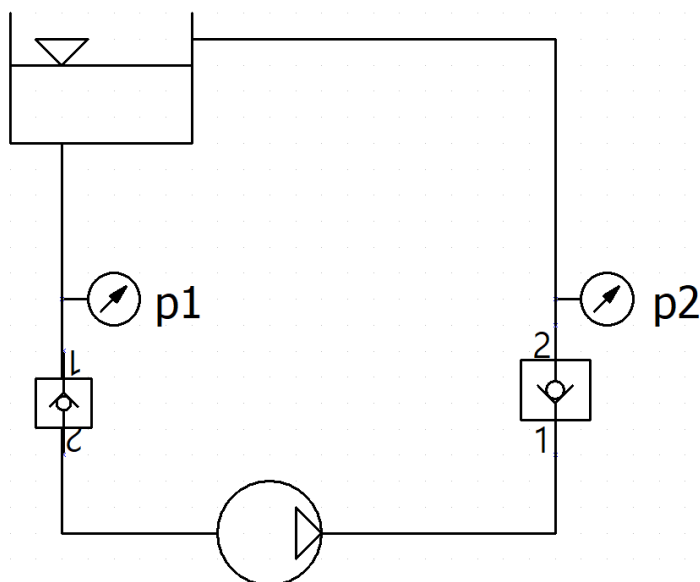
V případě použití kompresoru dle obr. 5.5 s periodou cyklu 0,6 s bylo dosaženo maximálního přetlaku v membráně 9 kPa. Dále byla vyzkoušena varianta se stejným zdrojem tlaku, změnila se pouze perioda cyklu na 0,8 s. Tato varianta vedla k předpokládanému nárůstu tlaku, hodnota přetlaku byla přibližně 17 kPa.

Protože bylo předpokládáno, že tato hodnota bude nedostačující, bylo rozhodnuto o náhradě kompresoru na výtlačné straně. Kompresor byl nahrazen konstantním zdrojem tlaku. Bylo tak učiněno za cílem, že v dalších fázích experimentů bude dosaženo požadovaného průtoku čerpaného média a bude zjištěno, jaký je nutno mít přetlak v pracovní membráně. Zdroj konstantního tlaku je možno regulovat v intervalu od 10 kPa až do hodnoty 6 barů.

Výsledný maximální přetlak, který byl při použití zdroje konstantního tlaku naměřen, měl hodnotu přibližně 34 kPa. Což je dvojnásobné navýšení než v případě použití malého kompresoru. Další výhodou také je neustále stoupající průběh nárůstu tlaku, ten je možné vidět na obr. 5.16. Tyto výsledky potvrdily vhodnost použití zdroje konstantního tlaku.

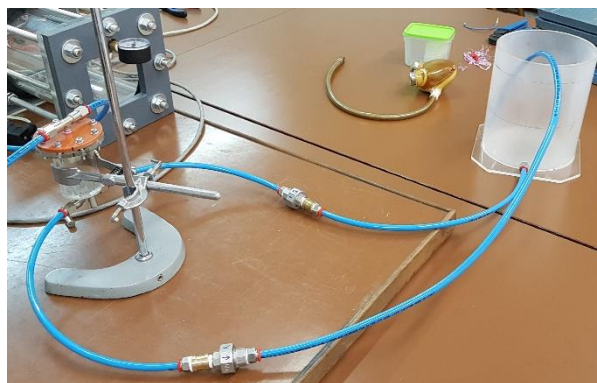
5.4.4 Hydraulický obvod

Součástí této fáze experimentálního ověření byl také návrh a sestavení hydraulického obvodu pro čerpané médium. Tento obvod má velmi zjednodušeně představovat žilní a tepenný systém u člověka. Cílem je pouze dosažení základních parametrů srdce, což pro tento systém znamená, že pomocí něj bude změřena charakteristika navrženého objemového čerpadla. A ověřeno zda bylo dosaženo předání požadovaného tlaku čerpané kapalině. Schéma obvodu je možno vidět na obr. 5.17.



Obr. 5.17 – Schéma hydraulického obvodu

Obvod je složen ze zdroje tlaku, který představuje navrhované objemové čerpadlo. Dále tlakové snímače, dvě zpětné klapky, které mají nahrazovat funkci srdečních chlopní a nádoby na čerpané médium. Na obr. 5.18 je možno vidět jeho prvotní sestavení.



Obr. 5.18 – Prvotní sestavení hydraulického obvodu a připojení na pracovní komoru

Hydraulický obvod byl připojen na pracovní komoru navrhovaného objemového čerpadla. Jednotlivé prvky obvodu byly propojeny hadičkami o vnitřním průměru 6 mm.

Zpětné klapky byly prvně vymyšleny jako co možná nejlevnější varianta, aby nejprve došlo k ověření toho, že navržený mechanismus je schopen čerpat. Jako zpětná klapka byl využit retní ventil, který se používá v systému narážeče ve výčepním zařízení. Retní ventil a zakomponování jeho umístění do systému je možno vidět na obrázku níže.



Obr. 5.19 – Zpětná klapka – složená a rozložená

Po sestavení byly pomocí Bernoulliho rovnice odhadnuty hydraulické ztráty v navrženém obvodu. Tento odhad měl za cíl zjistit, jaký bude potřeba přetlak v membráně, aby došlo k přečerpání požadovaného množství v čase.

Bylo odhadnuto, že v případě použití sestaveného obvodu, který je na obrázku 5.18 a využívá zmíněné zpětné klapky a vedení o průměru 6 mm, by bylo nutné mít v membráně přetlak přibližně 3,5 baru, aby došlo k dosažení požadovaného průtoku. Prozatím bylo ale dosaženo přetlaku přibližně desetkrát nižšího.

Protože v dalších fázích by měly být místo retních ventilů použity umělé mechanické chlopně, bylo od prvotního sestaveného hydraulického obvodu upuštěno. Zmíněné mechanické chlopně mají průtočný průměr 20 mm.

V případě použití mechanických chlopní, coby zpětných klapek a hydraulického potrubí s průměrem také 20 mm bylo odhadnuto, opět s pomocí Bernoulliho rovnice, že přetlak potřebný v membráně na přečerpání požadovaného průtoku by musel mít hodnotu přibližně 20 kPa. Tato hodnota přetlaku je zhruba osmnáctkrát nižší než v případě použití potrubí s průměrem 6 mm. Je nutno si totiž uvědomit, že tlaková ztráta roste s pátou mocninou průměru potrubí.

Závěrem pro prvotní sestavení hydraulického obvodu tedy je, že v další fázi bude využito umělých mechanických chlopní a potrubí o přibližném průměru 20 mm.

5.4.5 Návrh na další fázi experimentálního ověření

V další fázi experimentálního ověření bude pracováno s konstantním zdrojem tlaku. Bude také sestaven nový hydraulický obvod.

Dále bude nutno vyrobit novou pracovní komoru, která bude mít objem přibližně 70 ml. Zmenšení objemu komory si klade za cíl snížení požadovaného objemového průtoku plynu v pneumtickém objemu a případně urychlení vytlačení čerpané kapaliny z pracovní komory.

Další návrh na zlepšení pro další fázi experimentů se týká otvoru pro vstup a výstup čerpaného média z objemového čerpadla. Doposud byl pro vstup a výstup použit pouze jeden otvor. Ale z důvodu urychlení sací a výtlačné fáze kapaliny v objemovém čerpadle bude nová komora opatřena dvěma otvory pro čerpané médium.

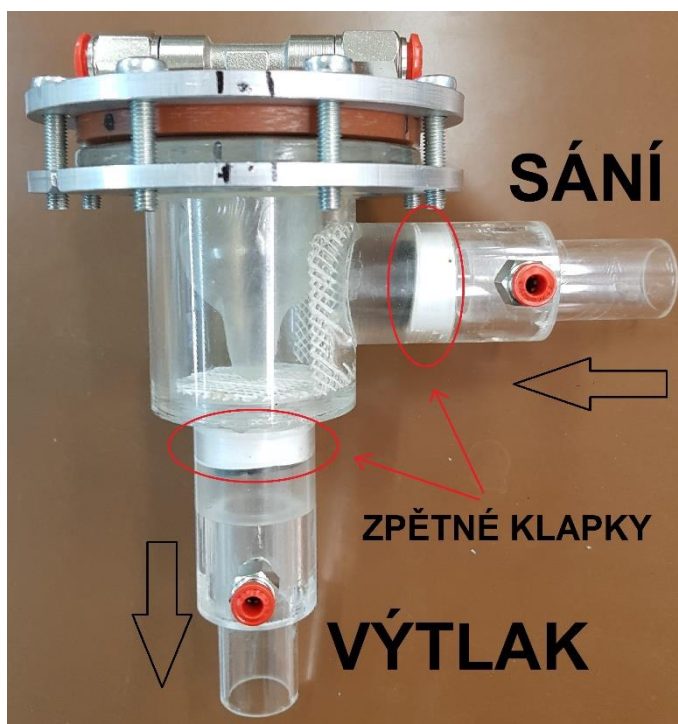
Jeden bude sloužit pro vstup a druhý pro výstup kapaliny. Průměry obou otvorů jsou předběžně určeny také na hodnotě 20 mm.

5.5 Experimentální ověření obvodu – fáze 3

Cílem další fáze experimentálního ověření bylo vyzkoušet čerpací schopnost navrhovaného objemového čerpadla.

Pracovní komora byla upravena. Došlo ke zmenšení jejího objemu na přibližně 70 ml. Objem komory byl zvolen dle rozdílu objemu enddiastolického a endsystolického. Rozdíl těchto objemů během srdečního cyklu je právě, bez fyzické námahy, přibližně 70 ml. Průběh změny objemu během jednoho srdečního cyklu je možno vidět na obrázku 2.4. [7]

Dále byly vytvořeny dva otvory pro vstup a výstup čerpaného média. Součástí obou těchto vstupů je také zpětný ventil. Nový vzhled komory a směr proudění kapaliny skrze komoru je zobrazen na obrázku 5.20.



Obr. 5.20 – Nová pracovní komora

Místo umělých chlopní byly nakonec použity zpětné klapky, které se běžně využívají v přípojkách např. pro myčku na nádobí. Požadovanou funkci splňovali. Na toto řešení bylo přistoupeno především z důvodu jejich jednoduché možnosti upevnění a cenové nenáročnosti. Jejich průtočný průměr je přibližně 8 mm.

Vstupní a výstupní vnitřní průměry z komory pro kapalinu byly zvoleny 20 mm, aby přibližně odpovídaly průměru aorty u srdce. Hrany vstupu a výstupu byly zbruseny za účelem snížení hydraulických ztrát při proudění kapaliny.

Tato pracovní komora obsahuje také nové upevnění příruby s těsněním z důvodu lepší těsnosti. Dále obsahuje vstupy pro odběr tlaku kapaliny za zpětnými klapkami. A nově byla také použita umělohmotná síťka na spodní i boční straně komory, aby byl vymezen prostor pro membránu. Jakožto nejvhodnější a cenově přijatelná se osvědčila membrána realizována pomocí prezervativu.

Takto byly vyrobeny dvě identické pracovní komory, ale v této fázi experimentů byla vyzkoušena čerpací schopnost pouze u jedné z nich. A poté bylo plánováno celý mechanismus rozšířit také o druhou pracovní komoru, která by představovala také pravou komoru srdeční.

5.5.1 Popis experimentu

Od posledního experimentálního ověření byl do pneumatického obvodu přidán jeden tlakový snímač. Byl umístěn mezi zdrojem tlaku a ventilem číslo 1. Důvodem přidání snímače byla možnost přesnějšího stanovení vstupního tlaku. V minulé experimentální fázi byl tento tlak určován pouze orientačně.

Dále byla nahrazena pracovní komora, na kterou byl následně napojen hydraulický obvod, který je možno vidět na obr. 5.17.

Usazení a napojení nové komory je zobrazeno na obrázku 5.21 a dále pak na obrázku 5.22 je možno vidět realizaci hydraulického obvodu, který simuluje kardiiovaskulární systém.



Obr. 5.21 – Usazení a napojení komory na pneumatický a hydraulický systém včetně snímačů tlaku



Obr. 5.22 – Realizace hydraulického obvodu

Byly použity silikonové hadice s vnitřním průměrem 20 mm z důvodu jejich elasticity a vhodnosti použití v laboratorním prostředí. Jejich elasticita z části simuluje elastické vlastnosti oběhového systému u člověka.

Ke snímání tlaku na sání a výtlaku byl použit stejný typ tlakového snímače jako u pneumatického obvodu. Lišil se pouze rozsah snímačů – 0 až 1,6 bar.

Jak již v této práci bylo zmíněno, žíly umožňují směr proudu krve pouze v jednom směru a těsně před srdcem dokážou vyvolat vůči okolí podtlak, který pomáhá při plnění srdečních síní krví. [2] Tato funkce žil byla v laboratorních podmínkách realizována spádem. Hladina kapaliny v horní nádobě se nacházela přibližně 60 cm nad pracovní komorou.

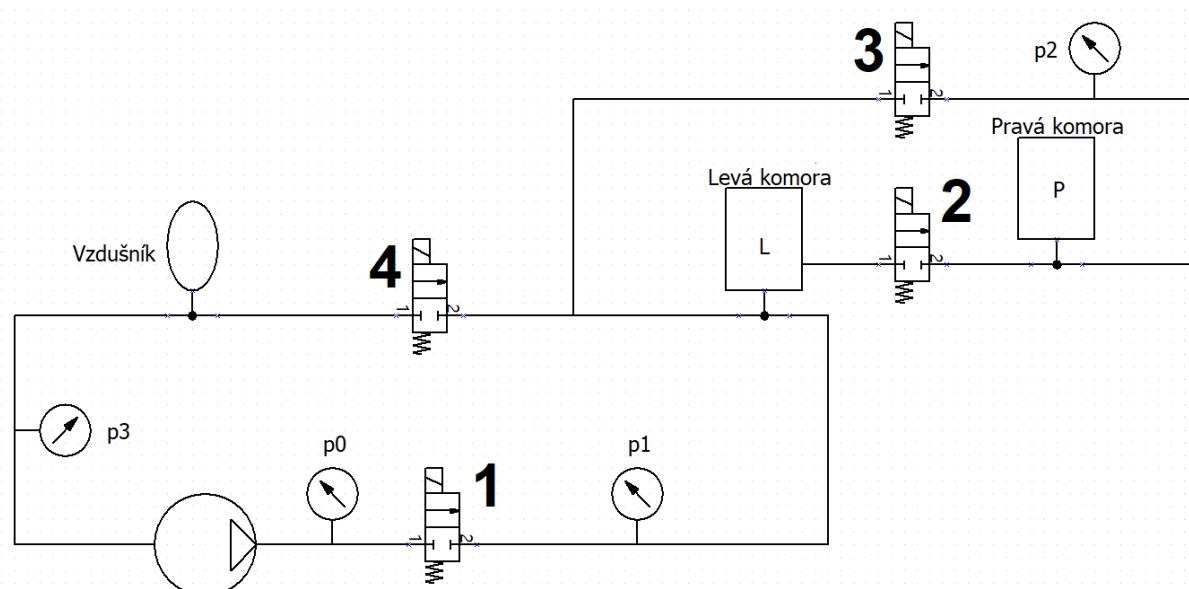
Výsledky a zhodnocení tohoto experimentu jsou uvedeny v kapitole 7.1 – Jednokomorový systém.

5.6 Experimentální ověření obvodu – fáze 4

Jakmile byla odměřena charakteristika systému s jednou pracovní komorou, došlo k dalšímu posunu v experimentálním ověření. V této fázi experimentů bylo cílem realizovat dvoukomorový systém a vyzkoušet funkčnost a čerpací schopnost navrženého objemového čerpadla.

Navržené objemové čerpadlo by tedy splňovalo charakter dvoukomorového uspořádání. Levá komora reprezentuje levou komoru srdeční, která pumpuje krev do tělního oběhu a pravá komora srdeční uvádí do pohybu krev v plicním oběhu.

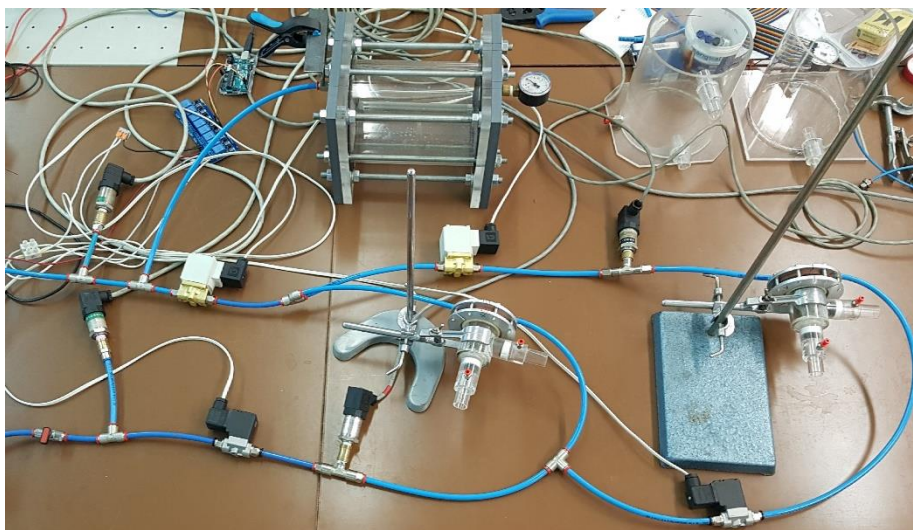
Realizace pneumatického obvodu vycházela z podkladů a výsledků výpočetní simulace z programu Simulink.



Obr. 5.23 – Schéma pneumatického obvodu s dvěma komorami

Na obrázku výše je možno vidět navržené schéma pneumatického obvodu, které bylo v této fázi realizováno. Do obvodu byla přidána druhá identická komora, viz. obrázek 5.20, jeden tlakový snímač, kterým byl měřen tlak v pravé komoře. Dále byla jako zdroj podtlaku využita vodní vývěva, aby byla také splněna podmínka konstantního zdroje podtlaku. Bylo tak učiněno z důvodu stanovení přesnější potřebné tlakové difference a eliminace dopadu charakteristiky malého kompresoru na měření. Absolutní tlak generovaný vodní vývěvou byl nastaven na hodnotu 95 kPa.

Obvod byl také rozšířen o dva pneumatické ventily od firmy SMC. Označení ventilů: VX234AZ3AA. Jedná se o elektromagneticky přímo ovládané 2/2 ventily pro stlačený vzduch. Průtokový součinitel C_v má hodnotu 0,75. [25] V obvodu byly umístěny za ventily 3 a 4.



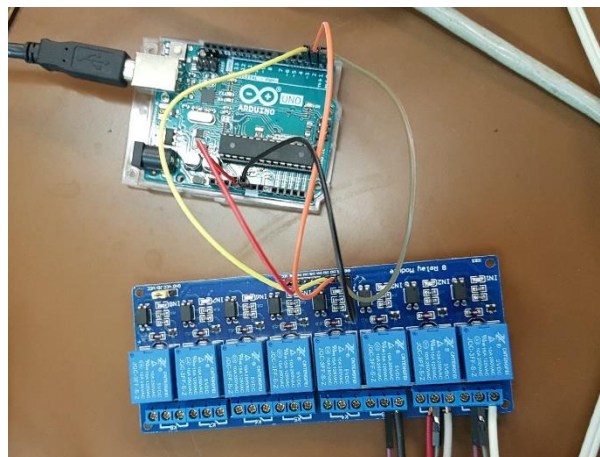
Obr. 5.24 – Reálný pneumatický obvod se dvěma komorami

Jeden cyklus pneumatického obvodu trval přibližně 0,9 s a byl rovnoměrně rozdělen do tří fází. V první fázi cyklu je ventil č. 1 po dobu 0,3 s otevřen, zbylé ventily jsou uzavřeny. V této fázi dochází k plnění membrány umístěné v levé komoře. Poté nastává fáze dvě, kdy dochází k uzavření ventilu 1 a současnému otevření ventilu 2.

Dochází k vyrovnání tlaků, což má za následek naplnění membrány v pravé pracovní komoře. Poté nastává poslední třetí fáze, kdy se uzavře ventil 2 a současně dojde k otevření ventilů 3 a 4, což má za následek vyfouknutí stlačeného vzduchu z obou membrán a cyklus se opakuje.

Řízení čtveřice elektromagnetických ventilů, která obsluhovala pneumatický obvod obou komor, bylo rozděleno do tří nezávislých skupin. V první skupině ventil číslo 1, v druhé ventil číslo 2 a v třetí skupině dvojice ventilů číslo 3 a 4. Funkce byla vymezena logickými stavy otevřeno a zavřeno s dobou otevření 0,3 s pro každou skupinu.

Ovládání silové části napájení ventilů prostřednictvím 24 DCV bylo řešeno skrze osmikanálový relé modul s optickým oddělením. Modul byl řízen prostřednictvím digitálních výstupů mikrokontrolerové desky s čipem ATmega328, pracující na frekvenci 16 MHz. Komunikace s počítačem probíhala pomocí USB portu. [28]



Obr. 5.25 – Realizace časování ventilů [28]

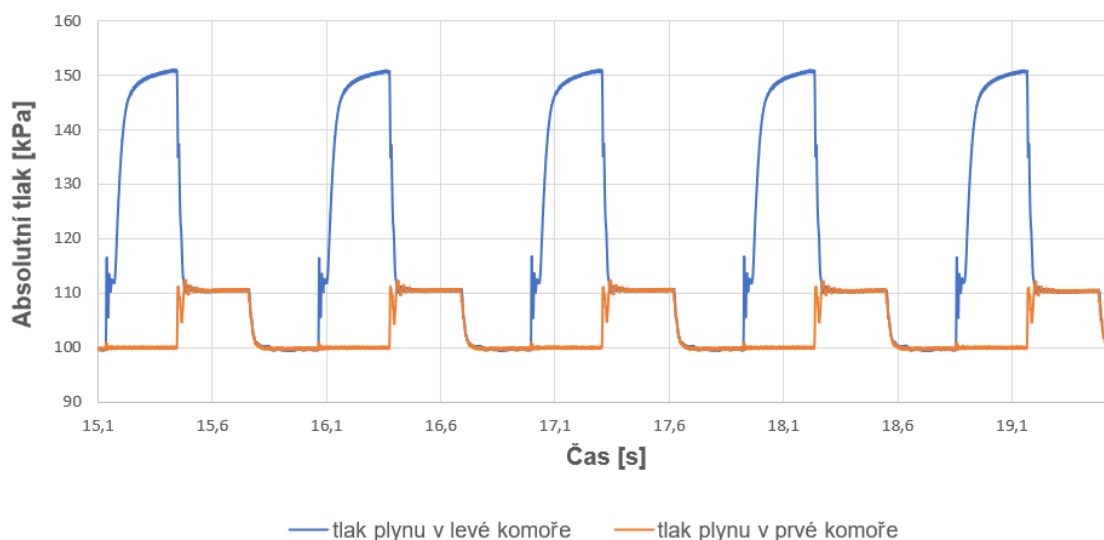
5.6.1 Popis experimentu

V první části experimentů byly nejprve obě pracovní komory nahrazeny pouze komorou o stejném objemu, tedy 70 ml, ale bez membrány. Tvar takové komory je možno vidět níže na obr. 5.26 a byly také vyrobeny v laboratořích OFIVK.

Cílem bylo vyzkoušet chování celého systému, porovnat výsledky z výpočtového modelování z programu Simulink a v neposlední řadě také minimalizaci poškození membrán nevhodným nastavením vstupního tlaku, respektive podtlaku. Výsledky z měření s komorami bez membrán přibližně odpovídají výsledkům simulace z programu Simulink, graf na obr. 6.22. Díky zkoušce s komorami bez membrán mohlo dojít k přibližnému nastavení vstupního tlaku, respektive podtlaku. Mohlo tedy následovat zapojení do obvodu komor s membránami, jejich napojení na hydraulický obvod a měření charakteristiky pravé pracovní komory.



Obr. 5.26 – Zkušební komora bez membrány



Obr. 5.27 – Graf závislosti absolutního tlaku na čase při použití komor s membránami



Z grafu na obr. 5.27 vyplývá, že při použití komor s membránami dochází po otevření ventilu č. 2 k poklesu absolutního tlaku až na hodnotu kolem 111 kPa. Z toho plyne, že po vyrovnání tlaků mezi komorami dojde k většímu poklesu tlaku, než tomu je u výpočtové simulace na obr. 6.22.

Na obě komory byl napojen hydraulický obvod, který byl blíže popsán v předchozí fázi experimentů. Jeho schéma usazení i provedení se shoduje s obrázky 5.17, 5.21 a 5.22. Na pravou komoru byl tedy napojen identický hydraulický obvod. A vznikly tedy dva nezávislé oběhy, stejně jako je tomu u biologického srdce.

Výsledky a zhodnocení tohoto experimentu jsou uvedeny v kapitole 7.2 – Dvoukomorový systém

6 VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ PNEUMATICKÉHO OBVODU

Metodami výpočtu pneumatického obvodu se zabývá kapitola 4.5 v rešeršní části této práce. Dále v kapitole 4.7 jsou stručně popsány některé z možných softwarů, které je možno použít k výpočtu, simulaci nebo animaci.

K výpočtovému modelování pneumatického obvodu byl především dle recenzí v literaturách vybrán program Simulink. Více o tomto softwaru je možno se dočíst v kapitole 4.7.1.

V této kapitole jsou podrobně popsány jednotlivé použité bloky a jejich nastavení. A je zde přiblíženo, jak se celý proces výpočtového modelování vyvíjel a jaké kroky byly učiněny při postupném zpřesňování použitého výpočtového modelu. Dále jsou zde také popsány jednotlivé mezivýpočty, díky kterým bylo rozhodnuto o dalším postupu při experimentálním ověření navrhovaného objemového čerpadla.

Na začátku bylo pracováno s obvodem pouze s jednou pracovní komorou. Postupně byl obvod zpřesňován a následně byla do obvodu také přidána druhá komora reprezentující pravou část srdce. Výsledky z výpočtového modelování také napomohly k doladění a nastavení každé části experimentu.

6.1 Použité bloky a bloková schémata

V první podkapitole je uveden seznam všech bloků, které byly použity v modelu navrhovaného pneumatického obvodu. U jednotlivých bloků je zmíněno k čemu slouží, jejich schéma, předpoklady a omezení.

Každý blok obsahuje zdrojový kód, který je po zadání vstupních parametrů následně řešen v programu MATLAB.

V další podkapitole jsou uvedeny bloková schémata jednotlivých senzorů, které byly v obvodu použity ke sledování fyzikálních veličin. Jedná se především o snímač průtoku, tlaku a teploty. Dále je zde také představeno blokové schéma subsystému, který sloužil k přenosu tepla.

6.1.1 Seznam použitých bloků

Zdroj tlaku

Blok zdroje tlaku představuje ideální zdroj mechanické energie v pneumatickém systému. Zdroj může udržovat konstantní tlakový rozdíl napříč svými porty bez ohledu na hmotnostní průtok přes zdroj. [29]

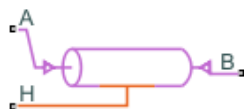


Obr. 6.1 – Schéma zdroje tlaku [29]

Kladný tlakový rozdíl znamená, že na vstupu B je větší tlak než na portu A. Jak již zde bylo zmíněno, jedná se o ideální zdroj. Z čehož plyne, že nevratné ztráty nejsou během výpočtu zohledněny a také nedochází k žádné výměně tepla s okolím. Blok byl použit k modelování zdroje tlakové energie. [29]

Blok potrubí

Tento blok modeluje dynamiku toku potrubí. Odpovídá za viskózní ztráty třením a přenos tepla se stěnou potrubí. Obsahuje konstantní objem plynu. Tlak a teplota se vyvíjejí na základě stlačitelnosti a tepelné kapacity tohoto objemu plynu. Jestliže vývod dosáhne rychlosti zvuku, dojde k ucpání bloku. Tento blok byl použit k modelování hadiček spojujících jednotlivé komponenty pneumatického obvodu.



Obr. 6.2 – Blok potrubí [29]

Předpoklady a omezení bloku:

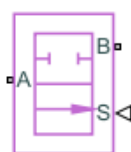
- potrubní stěna je dokonale tuhá
- proudění je plně vyvinuto
- ztráty třením a přenos tepla nezahrnují vstupní efekty
- efekt gravitace je zanedbatelný
- tekutinová setrvačnost je zanedbatelná
- tento blok nemodeluje nadzvukový tok

Blok nemá žádnou vlastní směrovost, což znamená, že porty A i B mohou být použity pro vstup i pro výstup. Port H je tepelný port a je spojen s teplotou stěny potrubí. Tato teplota se může lišit od teploty proudícího plynu. [29]

Blok dvoucestného rozváděcího ventilu

Pomocí tohoto bloku je uskutečněn model ventilu se dvěma porty A, B. Průtočná cesta má směr $A \rightarrow B$. Dráha prochází otvorem s proměnlivou šířkou, přičemž stupeň jejího otevření vychází z pohybu ovládacího prvku. Blok byl použit k modelování rozvaděčů. [29]

Otevření otvoru je během simulace vypočteno ze signálu posunu specifikovaného na portu S. Pokud vstupní signál do portu S má hodnotu 0, je rozvaděč plně uzavřen. Jestliže je vstupním fyzikálním signálem konstanta 1, je ventil plně otevřen.



Obr. 6.3 – Blok dvoucestného rozváděcího ventilu [29]

Proudění ventilem může být laminární nebo turbulentní a může dosáhnout až rychlosti zvuku.

K rychlosti zvuku v proudícím plynu dojde v bodě těsně za hrdlem ventilu, kde je průřez nejužší, a tudíž je zde nejvyšší rychlost. Nadzvukové rychlosti proudění nejsou tímto blokem podchyceny. [29]

Blok opakující se sekvence

Výstupem tohoto bloku je periodicky se opakující lineární signál. Může být také zadána počáteční hodnota signálu a počáteční časový posun. Opakující se sekvence se skládá z několika lineárních navzájem spojených segmentů. Počet segmentů nesmí být vyšší než sto. Výběrem typu signálu je určováno, jak jsou segmenty navzájem spojeny. Tento blok byl použit k ovládání spínání rozvaděčů. [29]



Obr. 6.4 – Blok opakující se sekvence [29]

Typy výstupních signálů jsou:

- nespojitý
- spojitý
- diskrétní [29]

Komora s konstantním objemem

Blok modeluje hmotnostní a energetické uložení v pneumatickém systému. Komora obsahuje konstantní objem plynu. Může mít jeden až čtyři vstupy.

Kryt komory je schopen k výměně hmoty a energie s připojenou plynovou sítí a rovněž tepla s okolím prostředím. Což umožňuje postupný vývoj vnitřního tlaku a teploty. Tlak a teplota se vyvíjí na základě stlačitelnosti a tepelné kapacity objemu plynu. Port H slouží k modelování výměně tepla s okolím. Blok komory s konstantním objemem byl použit k modelování pracovních komor a vzdušníku.

Tento blok nezahrnuje ztráty způsobeny vtokem a výtokem plynu. Tato hydraulická ztráta musela být přepočítána na ekvivalentní délkovou ztrátu a připočtena k celkové hodnotě ekvivalentní délkové ztráty, která byla zadána v jednotlivých potrubních blocích. Více je možno se dočíst v další kapitole, konkrétněji v nastavení bloku potrubí.



Obr. 6.5 – Blok komory s konstantním objemem [29]

Předpoklady a omezení bloku:

- stěny komory jsou dokonale tuhé
- mezi jednotlivým porty a vnitřním prostorem komory není žádný odpor
- mezi portem H a vnitřním prostorem komory není žádný odpor [29]

Subsystém zajišťující přenos tepla

K modelování přenosu tepla byl použit subsystém, který byl složen z několika bloků. Subsystém byl připojen ke každému použitému prvku s portem H sloužící k přenosu tepla. Byl tedy připojen k blokům potrubí a komorám s konstantním objemem a slouží k modelování přenosu tepla mezi okolím a zmíněnými komponenty obvodu.



Obr. 5.6 – Blok subsystému pro přenos tepla

Tento blok byl složen ze dvou bloků pro přenos tepla konvekcí, jednoho bloku modelujícího hmotu, která se na přenosu tepla podílí a bloku teplotního zdroje. Tyto bloky jsou detailněji popsány níže. [29]

Blok přenosu tepla konvekcí

Tento blok představuje přenos tepla konvekcí mezi dvěma tělesy pomocí pohybu tekutiny. Přenos je řízen Newtonovým zákonem ochlazování. Porty A, B jsou tepelně konzervativní porty spojené s body, mezi nimiž dochází k přenosu tepla konvekcí. Tepelný tok je kladný, pokud je směr z portu A do B. [29]



Obr. 6.7 – Blok přenosu tepla konvekcí [29]

Blok zdroje teploty

Blok představuje ideální zdroj tepelné energie, který je dostatečně silný, aby udržel specifickou teplotu na svém výstupu bez ohledu na tepelný tok spotřebovaný systémem. Zdroj generuje konstantní absolutní teplotu. [29]



Obr. 6.8 – Blok zdroje teploty [29]

Blok tepelné hmoty

Tento blok představuje tepelnou hmotu, která odráží schopnost materiálu nebo kombinace materiálů ukládat vnitřní energii. Tato vlastnost je charakterizována hmotností materiálu a jeho tepelnou kapacitou. [29]



Obr. 6.9 – Blok tepelné hmoty [29]

Blok vlastností plynu

Blok definuje vlastnosti použitého plynu, které fungují jako globální parametry pro všechny bloky připojené k obvodu. Výchozí plyn je suchý vzduch.

Umožňuje výběr mezi třemi modely vlastností plynu:

- dokonalý plyn
- polo-dokonalý plyn
- skutečný plyn

Zmíněné tři modely poskytují kompromisy mezi rychlostí simulace a přesností. Umožňují také inkrementální pracovní postup. Blok byl použit k nastavení parametrů a modelu pracovního plynu. [29]



Obr. 6.10 – Blok vlastností plynu [29]

Blok konstantního zpoždění

Blok konstantního zpoždění výstupní generuje signál Y zpožděním vstupního signálu U. Doba zpoždění je během simulace konstantní. Výstupní signál má stejný fyzikální rozměr jako signál vstupní. Tento blok byl použit ke spínání jednoho ventilu u dvoukomorového pneumatického obvodu. [29]

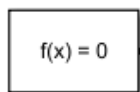


Obr. 6.11 – Blok konstantního zpoždění [29]

Blok konfigurace řešiče

Každá fyzická síť představovaná připojeným blokovým schématem vyžaduje pro simulaci informace o řešiče.

Tento blok specifikuje parametry řešiče, které model potřebuje, než začne simulaci. Každý topologicky odlišný blokový diagram vyžaduje, aby byl k němu připojen přesně jeden blok konfigurace řešiče. [29]



Obr. 6.12 – Blok konfigurace řešiče [29]

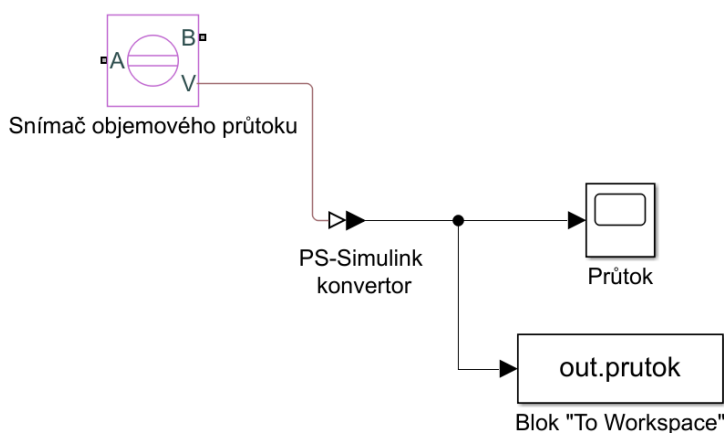
6.1.2 Snímače a subsystém

Snímače jsou obecně zařízení sloužící k detekci fyzikálních veličin. V této podkapitole jsou popsána bloková schémata senzorů, které byly během výpočtového modelování pneumatického obvodu využity. Dále je zde detailněji popsán subsystém, který sloužil k přenosu tepla. Sensory průtoku, tlaku a teploty byly, z důvodu kontroly, hojně využívány především v začátcích návrhu pneumatického obvodu. Později sloužily hlavně ke snímání a vykreslování měřených veličin. Kromě uvedených snímačů lze také zobrazit průběh tlaku a teploty přímo v daném bloku prvku, například v bloku komory s konstantním objemem.

Snímač objemového průtoku

Blok představuje ideální senzor měřící objemový průtok v pneumatickém systému. Na snímači nedochází k žádné změně tlaku ani teploty. Blok musí být v systému zapojen sériově. Jestliže je znaménko u hodnoty průtoku kladné, je směr proudění z portu A do portu B. Pokud je hodnota průtoku záporná, směr toku plynu je obrácený. Pro vykreslení hodnoty průtoku je nutno k portu V připojit blok Simulink konvertor.

V blokovém schématu je také použit blok umožňující zobrazení průběhu měřené veličiny v čase. A blok „To Workspace“, který zapisuje data vstupního signálu do pracovního okna v programu MATLAB. Během simulace jsou data zapisovány do interní vyrovnávací paměti. [29]

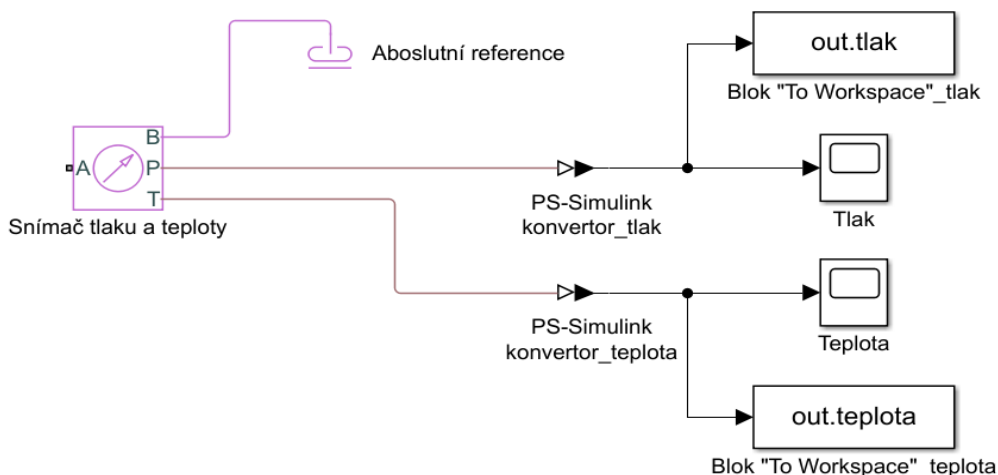


Obr. 6.13 – Blokové schéma snímače objemového průtoku

Snímač tlaku a teploty

Blok senzoru tlaku a teploty představuje ideální senzor měřící tlak a teplotu v pneumatickém systému. Snímačem neprobíhá žádný tok hmoty nebo energie. Port P hlásí tlakový rozdíl, port T rozdíl teplotní. Měřené veličiny jsou kladné, jestliže mají větší hodnotu na portu A než na portu B. Senzor byl k obvodu připojen paralelně.

Připojí-li se k portu B blok absolutní reference, budou měřeny absolutní hodnoty tlaku a teploty. K portům P a T jsou, stejně jako u snímače objemového průtoku, připojeny bloky sloužící k zobrazování průběhu měřené veličiny a zápisu dat. [29]

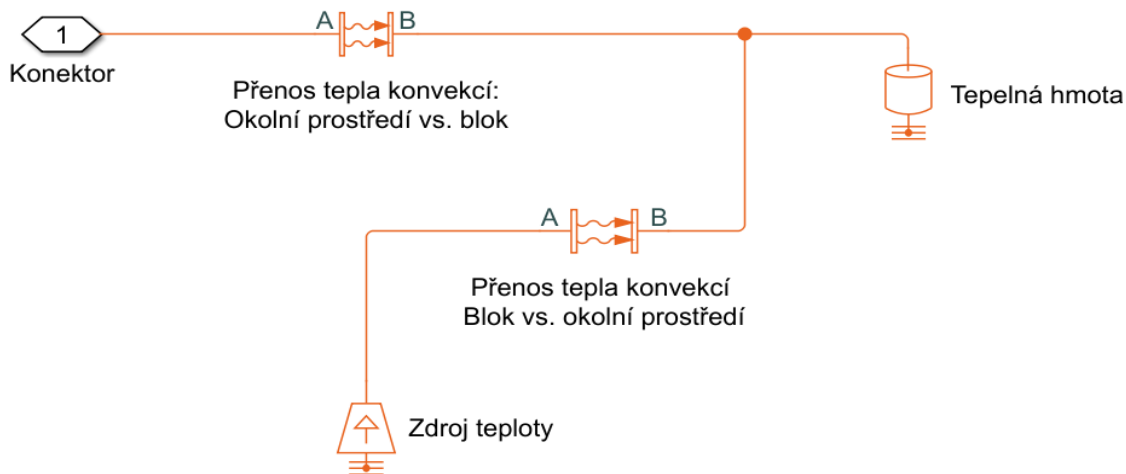


Obr. 6.14 – Blokové schéma snímače tlaku a teploty

Subsystem

Blok subsystému představuje podmnožinu bloků v modelu nebo systému. Jak již zde bylo zmíněno sloužil pro modelování přenosu tepla pro jednotlivé bloky. [29]

Blokové schéma je složeno z konektoru sloužícího k propojení subsystému k portu H jednotlivého prvku. Dále ze dvou bloků přenosu tepla konvekcí. Oba bloky sloužily k přenosu tepla mezi okolním prostředím a daným prvkem. Jeden z nich modeloval předané teplo od okolního prostředí a druhý předané teplo od proudícího plynu do okolí. K blokovému schématu byl připojen také blok tepelné hmoty a zdroje teploty.



Obr. 6.15 – Blokové schéma subsystému

6.2 Nastavení výpočetního modelu

Cílem výpočetního modelu bylo co možná nejvíce se přiblížit realitě. Nastavení použitých bloků a jejich okrajových podmínek hraje velkou roli. Vstupní parametry byly v začátcích do jisté míry odhadovány, aby již i na začátku modelování pneumatického systému byly k dispozici výsledky, ze kterých se dalo odhadnout, jak se bude daný mechanismus přibližně chovat. Jednalo se například o prvotní uspořádání jednotlivých komponentů v obvodu.

V dalších krocích byly některé jednotlivé parametry dopočítávány, zjišťovány z dostupných literatur, zpřesňovány dle experimentálního obvodu nebo zadány dle informací výrobců daných komponentů.

V této kapitole je popsáno nastavení použitých bloků, které jsou popsány v minulé kapitole. U každého bloku je možno nastavit počáteční hodnoty teploty, tlaku a hustoty plynu. Byly nastaveny atmosférické počáteční podmínky u všech použitých bloků. Jedná se o hodnotu tlaku a hustoty vzduchu a počáteční teplota byla nastavena s výchozí hodnotou 20 °C, což odpovídá podmínkám v laboratoři OFIVK.

Zdroj tlaku

- *Tlakový rozdíl* – generovaný zdrojem tlaku. Nastavena hodnota 46 kPa, zvolena dle výsledků z experimentálního měření.
- *Plocha průřezu* – na vstupu a výstupu ze zdroje. Zvolena hodnota 28,3 mm². Plocha odpovídá průměru 6 mm, což jsou také průměry, které odpovídají reálnému zdroji tlaku použitým v experimentálním ověření.
- *Práce zdroje* – zvolena možnost „Isentropic power“. Jedná se o možnost, která se volí zejména pro uzavřené obvody a pro modelování, že zdroj provádí izo-entropickou práci na plynu s cílem udržet specifikovaný tlakový rozdíl. Jedná se tudíž pouze o model ideálního zdroje tlaku. Možnost simulovat reálný zdroj program nenabízí. [29]

Blok potrubí

Geometrické parametry byly voleny dle experimentálního obvodu:

- *Délka potrubí* – liší se dle úseku
- *Plocha průřezu potrubí* – 28,3 mm²
- *Hydraulický průměr* – 6 mm

Hodnoty pro tření a přestup tepla:

- *Ekvivalentní délkové ztráty* – liší se dle daného úseku. Jsou pomocí nich modelovány místní hydraulické ztráty v potrubí, například výtoková ztráta, ohyby, ztráta vlivem membrány apod. [MW] Ekvivalentní délková ztráta byla určena dle vztahu 5.1. který vychází z podmínky rovnosti délkové a místní tlakové ztráty [22]

$$l_{ekv} = \frac{\xi}{\lambda} \cdot d \quad (5.1)$$



- *Absolutní drsnost potrubí* – ovlivňuje tlakovou ztrátu v režimu turbulentního proudění, zvolena hodnota 0,015 mm. Což odpovídá průměrné drsnosti plastových hadiček. [29]
- *Laminární proudění* – bylo třeba zadat hodnotu Reynoldsova čísla, na kterou začíná proudění přecházet z laminárního na turbulentní. Tato hodnota byla zvolena 2320, což odpovídá proudění v potrubí o kruhovém průřezu. [22]
- *Turbulentní proudění* – zadaná hodnota Reynoldsova čísla, nad kterou řešíč předpokládá plně rozvinuté turbulentní proudění. Byla zvolena hodnota 10 000. [22]
- *Tvarový faktor pro viskózní tření* – bezrozměrný faktor, který simuluje účinek geometrie průřezu potrubí na viskózní tření. Pro kruhový průřez platí konstanta 64. [29]
- *Nusseltovo číslo pro přestup tepla při laminárním proudění* – zvolena hodnota 3,66, která platí pro kruhový průřez s konstantní teplotou stěny. [29]

Blok dvoucestného rozváděcího ventilu

- *Parametrizace ventilu* – byla zvolena možnost průtokového součinitele C_v . Hodnota průtokového součinitele byla zvolena dle informací od výrobce. Pro ventily číslo 1 a 2 – 0,62 a pro ventily číslo 3 a 4 – 0,75. [30]
- *Plocha průřezu na vstupu a výstupu z rozvaděče* – nastavena hodnota 19,6 mm², což odpovídá průměru 5 mm pro použité ventily. [30]
- *Tlakový poměr laminárního průtoku* – zvolená typická hodnota 0.999. [29]

Blok opakující se sekvence

Nastavení tohoto bloku se lišilo podle toho, pro který ventil byl výstupní signál určen. Ovšem frekvence přepínání byla, pomocí vektorového zápisu, u všech rozvaděčů nastavena shodně – 0,3 s. U bloku byl zvolen diskretní výstupní typ signálu.

Blok konstantního zpoždění

Signál z tohoto bloku sloužil k časovému spínání ventilu číslo 2 u obvodu se dvěma komorami. Kdy ke spínání zmíněného ventilu byl použit signál ovládající ventil číslo 1 s tím rozdílem, že tento signál byl opožděn o 0,3 s.

Tímto způsobem bylo realizováno plynulé navázání spínacích signálů, aby výsledný pneumatický systém splňoval kladené nároky.



Blok komory s konstantním objemem

- *Objem komory* – zadán objem dle reálné komory – přibližně 70 ml, což platí pro pracovní komoru a v případě vzdušníku – 2300 ml.
- *Plocha průřezu portu* – plocha všech portů u komor byla nastavena shodně – 28,3 mm².

Blok přestupu tepla konvekcí

- *Obsah povrchu* – zvolená plocha se lišila podle toho, zda se jednalo o potrubí, pracovní komoru nebo vzdušník. Ovšem vždy přibližně odpovídala ploše reálného komponentu.
- *Součinitel přestupu tepla* – hodnota součinitele přestupu tepla se lišila, jestli se jednalo o výměnu tepla z okolí do prvku nebo obráceně. Pro výměnu tepla z okolí do prvku byla zvolena na 8 W/m²/K. [31] A pro stanovení předaného tepla od proudícího plynu do okolí byly využity následující vztahy: [32]

$$\overline{Nu}_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (5.2)$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (5.3)$$

Postup výpočtu součinitele přestupu tepla byl následující. Prvně bylo stanoveno Reynoldsovo číslo podle vztahu 4.9. Za rychlost byla zvolena hodnota rychlosti zjištěná z výpočetního modelu. Hodnota Reynoldsova čísla vyšla nad 10 000, takže proudění může být považováno za plně vyvinuté turbulentní proudění. Také vzhledem k délkám potrubí a rychlostem spínání ventilů může být toto tvrzení považováno za správné.

Za Prandtlovo číslo byla dosazena hodnota 0,71, která platí pro vzduch o teplotě 20 °C. Poté bylo spočítáno Nusseltovo číslo dle vztahu 5.2, který platí pro plně vyvinuté turbulentní proudění.

Hodnota tepelné vodivosti vzduchu byla stanovena na 0,0257, která platí taktéž pro 20 °C. A za průměr bylo dosazeno 0,006 m.

Součinitel přestupu tepla pro proudění ve vedení byl stanoven dle vztahu 5.3. Výsledná hodnota, která byla dosazena v tomto bloku, byla 180 W/m²/K.

Hodnoty součinitele přestupu tepla pro pracovní komory a vzdušník byly odhadnuty. Pro pracovní komoru bylo zvoleno 70 W/m²/K, pro vzdušník 50 W/m²/K. Protože s klesající rychlostí klesá také součinitel přestupu tepla a v těchto prvcích lze předpokládat nižší hodnoty rychlostí než v případě vedení. [32]

Blok zdroje teploty

- *Teplota* – nastavena hodnota teploty 293,15 K, což odpovídá okolní teplotě v laboratoři – 20 °C

Blok tepelné hmoty

- *Hmotnost* – bylo třeba zadat hmotnost materiálu, který se podílí na výměně tepla. Hmotnost se liší v závislosti na tom, zda se jednalo o potrubí, pracovní komoru nebo vzdušník.
- *Součinitel prostupu tepla* – nastavena hodnota, která platí pro konkrétní materiál uvažovaného prvku použitý v reálném obvodu. [32]

Blok nastavení vlastností plynu

Vstupní parametry jsou v případě použití vzduchu v tomto bloku přednastaveny. Předvyplněny jsou hodnoty vstupních údajů pro ideální model i pro reálný model plynu.

V případě, že je požadováno zaměnit pracovní plyn v pneumatickém obvodu je třeba v případě uvažování ideálního plynu nastavit tyto parametry plynu: plynová konstanta, referenční teplota pro zadané vlastnosti, měrná entalpie, dynamická viskozita, tepelná vodivost, faktor stlačitelnosti a tepelná kapacita při konstantním tlaku. [29]

6.3 Výpočtové modelování obvodu s jednou komorou

Výpočtové modelování v programu Simulink začínalo se simulací pouze plnění vzdušníku. Předlohou byl zdroj [33].

Poté následoval návrh prvotního pneumatického obvodu, aby splňoval základní podmínky a vykazoval požadované dynamické vlastnosti systému. Bylo tedy navrženo prvotní uspořádání obvodu a jeho vhodnost byla potvrzena také v experimentu. Schéma prvotního navrženého obvodu je možno vidět na obrázku 5.4.

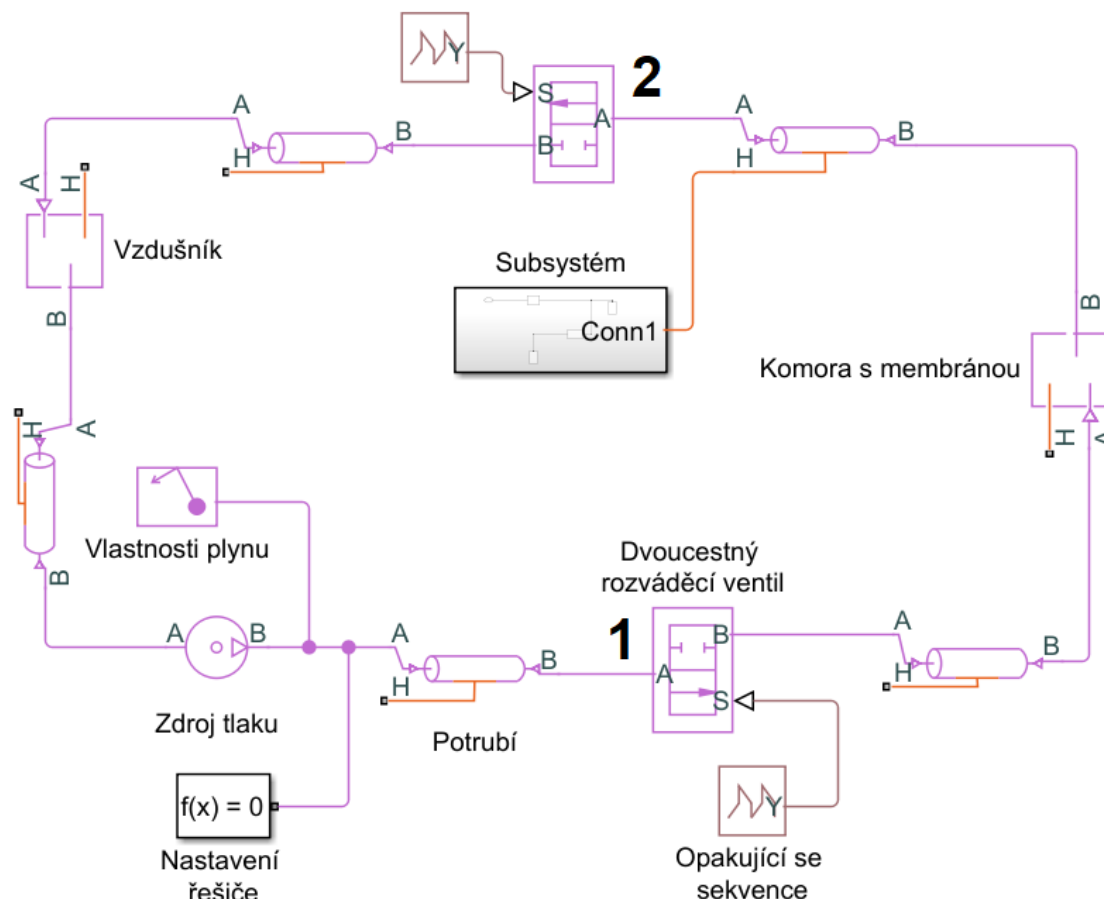
Postupně probíhalo zpřesňování modelu dle experimentálního obvodu. Délkové ztráty, přestup tepla, model reálného plynu apod.

Průběh návrhu pneumatického obvodu, respektive objemového čerpadla probíhal kombinací výsledků z výpočtového modelování a experimentu.

Na obr. 6.16 je možno vidět výpočtové blokové schéma z programu Simulink. Pro lepší přehlednost zde nejsou zobrazeny senzory průtoku, tlaku a teploty. Rozmístění snímačů tlaku a jednotlivých komponentů obvodu bylo shodné se schématem na obr. 5.4. Dále pro lepší přehlednost a orientaci v textu je na tomto blokovém schématu také shodné očíslování použitých rozvaděčů.

Snímače průtoku sloužily především pro kontrolu a zjištění hodnoty rychlosti proudění plynu v jednotlivých časových okamžicích. Všechny ostatní bloky jsou popsány v kapitole 6.1.1 a jejich nastavení v kapitole 6.2.

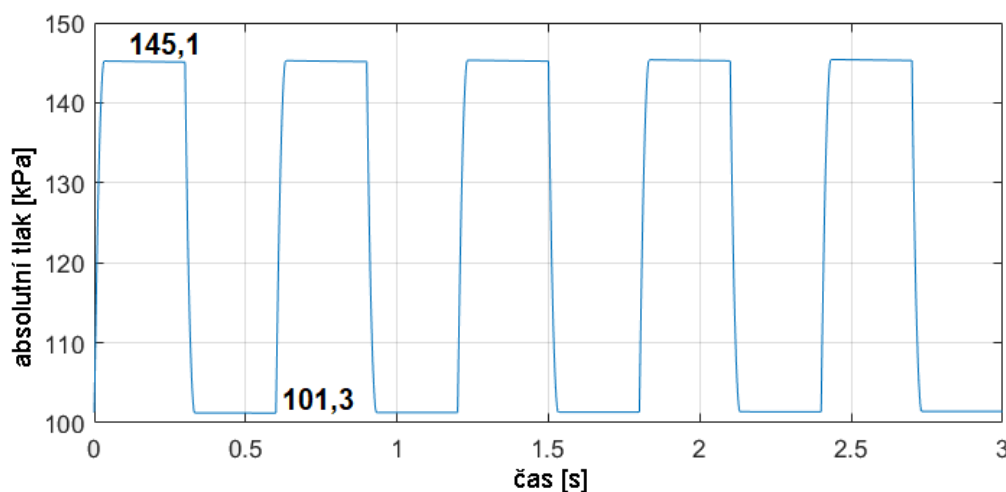
Z důvodu přehlednosti je zde blok subsystému zobrazen pouze jedenkrát. Ve výpočtovém modelu je připojen ke všem oranžovým portům H sloužícím k simulaci přestupu tepla. Zmíněné porty je také možno vidět na obr. 6.16.



Obr. 6.16 – Blokové schéma pneumatického obvodu s jednou komorou (číselné označení rozvaděčů dle schématu)

6.3.1 Výsledky pneumatického modelu s jednou komorou

V této podkapitole jsou uvedeny výsledky ze simulace modelu s jednou pracovní komorou. Průběh tlaku a teploty v čase lze také zobrazit přímo v daném bloku, který je předmětem zájmu. Perioda přepínání ventilů je 0,3 s. Což znamená, že jeden cyklus trvá 0,6 s. Výpočet byl proveden pro časový průběh 3 sekund.

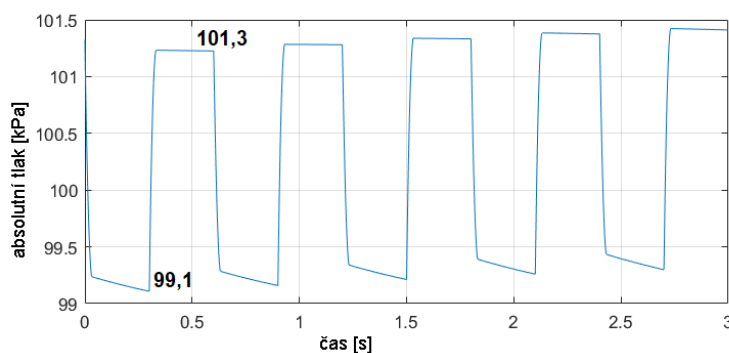


Obr. 6.17 – Graf závislosti absolutního tlaku na čase v pracovní komoře

Na obr. 6.17 je možno vidět pět pracovních cyklů. Je zde zobrazen průběh absolutního tlaku v pracovní komoře. Hodnoty tlaku se periodicky opakují. Maximální přetlak v komoře je 43,8 kPa. Zdroj ideálního tlaku byl nastaven na hodnotu přetlaku 46 kPa. V reálném obvodu jsou předpokládány o něco větší tlakové ztráty především vlivem modelování zdroje tlaku – nevratné ztráty při kompresi a zahřívání plynu, předpoklad suchého vzduchu v modelu obvodu.

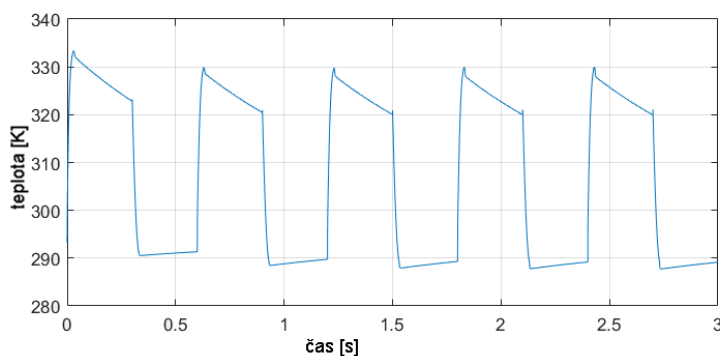
Čas dosažení maximálního přetlaku v komoře je přibližně 0,04 s. Tato nízká hodnota času plnění je způsobena především vlivem modelování ideálního zdroje tlaku. Ten dodává do systému tlakovou diferencí 46 kPa bez ohledu na hodnotu objemového průtoku. Dále během výpočtu nejsou zohledněny nevratné ztráty u zdroje a také nedochází k žádné výměně tepla mezi zdrojem a okolím. Což vnáší do modelu jistou chybu oproti realitě.

Dále tlak v komoře poklesne pouze na hodnotu atmosférického tlaku, což znamená, že v modelu není zohledněna sací fáze kompresoru. Toto představuje další rozdíl oproti reálnému obvodu a tím pádem i další důvod, proč musí být prodloužena doba plnění u reálného obvodu oproti modelu.



Obr. 6.18 – Graf závislosti absolutního tlaku na čase ve vzdušníku

Hodnota maximálního objemového průtoku u modelu byla vyšší než u reálného zdroje tlaku. Především z tohoto důvodu musela být zvolena perioda 0,3 s spínání rozvaděčů u reálného obvodu. Aby konstantní zdroj tlaku měl dostatek času pro dosažení alespoň přibližné hodnoty přetlaku v pracovní komoře. Průběh tlaku v 2. fázi experimentu je možno vidět na obr. 5.16.



Obr. 6.19 – Graf závislosti absolutní teploty na čase v pracovní komoře

Na obr. 6.19 je vidět, že interval, ve kterém se pohybuje teplota plynu v komoře je přibližně od 288 K po 330 K. Hodnota 330 K se vyskytuje pouze zlomek časového okamžiku, velmi rychle klesá. A v okamžiku, kdy dojde k otevření rozvaděče 2, respektive uzavření rozvaděče 1, dochází k velmi rychlému poklesu až na hodnotu 288 K. Z periodicky opakujícího se průběhu teploty na čase lze usoudit, že dochází k výměně tepla s okolím.

6.3.2 Porovnání výsledků

V této podkapitole jsou popsány rozdíly mezi výsledky průběhu tlaku v pracovní komoře z modelového a reálného pneumatického obvodu. Výsledný graf z výpočtového modelování je možno vidět na obr. 6.17 a výsledný graf z experimentálního ověření na obr. 5.16.

Hlavním rozdílem je dosažený maximální přetlak v pracovní komoře. Zatímco v modelu dosáhl absolutní tlak na hodnotu 145,1 kPa, u reálného obvodu přibližně jen 135 kPa. Tento rozdíl je především způsoben tím, že objemový průtok je v reálném obvodu menší než v modelu. Což znamená, že při zvýšení doby plnění komory by také došlo ke zvýšení přetlaku v komoře. V experimentální fázi 2 byla ovšem vyzkoušena varianta s dobou plnění 0,3 s, aby byla splněna celková doba cyklu. Dále tato odchylka mohla být způsobena neshodným nastavením vstupního tlaku plynu.

V případě, že by dosažená hodnota přetlaku v komoře byla pro čerpání nedostatečná, zvýšila by se hodnota dodávaného tlaku do obvodu z 50 kPa například na 70 kPa. Dále určitou roli v nepřesnosti může hrát také orientační určení vstupního tlaku do pneumatického obvodu ze zdroje. V experimentální fázi 3 byl tento nedostatek napraven umístěním dalšího tlakového snímače.

Dále v reálném obvodu dochází vlivem sací fáze kompresoru také k podtlaku v komoře. Ve výpočtovém modelování tato fáze není uvažována a minimální absolutní tlak v komoře má hodnotu 101,3 kPa, což představuje jednak hodnotu tlaku atmosféry i hodnotu tlaku pro počáteční podmínku v obvodu. Kdežto v reálném obvodu klesá tlak v komoře na hodnotu 89,5 kPa. Což představovalo další důvod, proč musela být v reálném obvodu nastavena vyšší hodnota doby plnění než u modelu.

Tlakové ztráty v modelu jsou přibližně 2,2 kPa. Ovšem v reálném obvodu je předpokládáno, že budou vyšší. Především vlivem modelování zdroje tlaku. Modelovaný zdroj oproti reálnému zdroji neuvažuje nevratné ztráty a nedochází k výměně tepla s okolím. V modelu je počítáno se suchým vzduchem apod. Výsledky modelu jsou zkrátka do jisté míry idealizovány.

Dále v reálně naměřeném průběhu tlaku v komoře dochází k tlakovým nárůstům vlivem uzavření ventilu. A obecně průběh tlaku v modelu odpovídá ideálním podmínkám. Více o výsledcích z experimentálního ověření je možné se dočíst v kapitole 5.4.2.

6.4 Výpočtové modelování obvodu se dvěma komorami

V další fázi modelování pneumatického systému byla přidána druhá pracovní komora představující pravou část srdce.

Cílem této fáze bylo namodelovat obvod, který by v další fázi experimentálního ověření byl dle výsledků ze simulace sestaven. Následně by byla vyzkoušena jeho funkčnost.

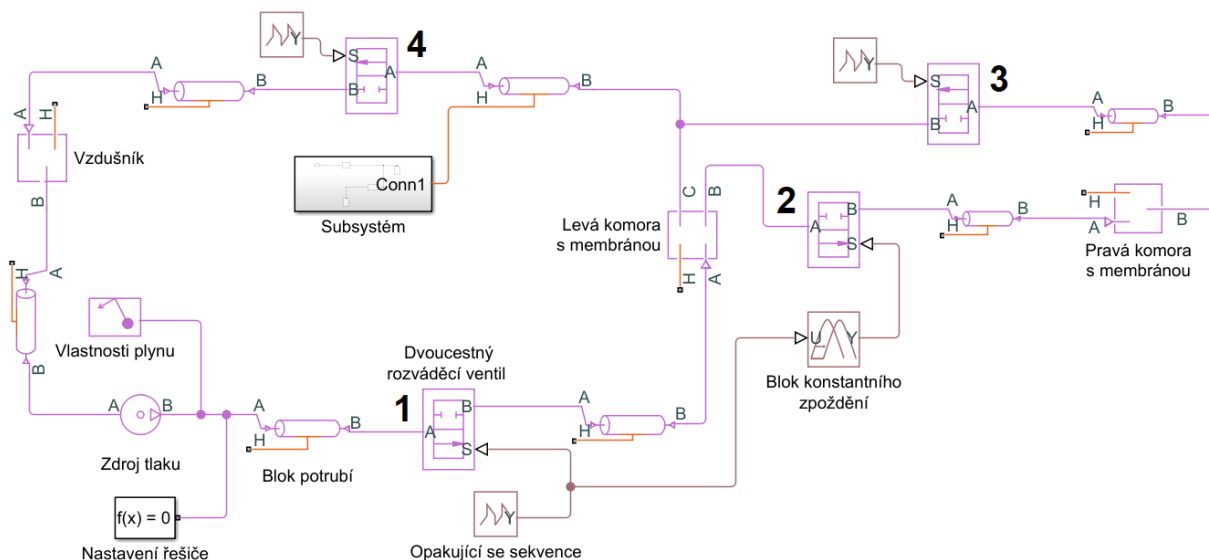
Jednoduchost celého obvodu byla i nadále hlavní prioritou. V této fázi návrhu obvodu bylo třeba také myslet i na možnost energetické úspory pneumatického systému. Řešením bylo propojení pracovních komor mezi sebou. V další podkapitole 6.4.1 je detailněji toto propojení popsáno.

Kromě další komory byl modelový obvod rozšířen o dva další rozvaděče a vedení. Očíslování rozvaděčů je shodné s označením ventilů na obr. 5.23. Jejich umístění a schéma celého navrženého pneumatického blokového schématu je možno vidět na obr. 6.20. Blokové schéma je opět, z důvodu přehlednosti, bez snímačů průtoku, teploty a tlaku.

Tyto snímače sloužily jednak k vykreslení daného parametru v čase, ale i pro kontrolu požadované funkce především během návrhu obvodu. Například zda nedochází v některé části ke zpětnému proudění plynu apod.

Dále z důvodu přehlednosti je na obr. 6.20 také zobrazen pouze jeden subsystém sloužící k přestupu tepla. Subsystém byl stejně jako u jednokomorového obvodu připojen ke všem oranžovým konektorům H.

Všechny zmíněné bloky byly nastaveny shodně s těmi předchozími, které byly použity již u jednokomorového systému. Více o nastavení jednotlivých komponentů ve výpočtovém modelování je možno se dočíst v kapitole 6.2.



Obr. 6.20 – Blokové schéma pneumatického obvodu s oběma komorami

V blokovém schématu pneumatického obvodu se dvěma komorami byl použit blok konstantního zpoždění.

Tento blok sloužil k ovládání spínání ventilu číslo 2, který se nacházel mezi komorami. Nastavení tohoto bloku je detailněji popsáno v kapitole 6.2.

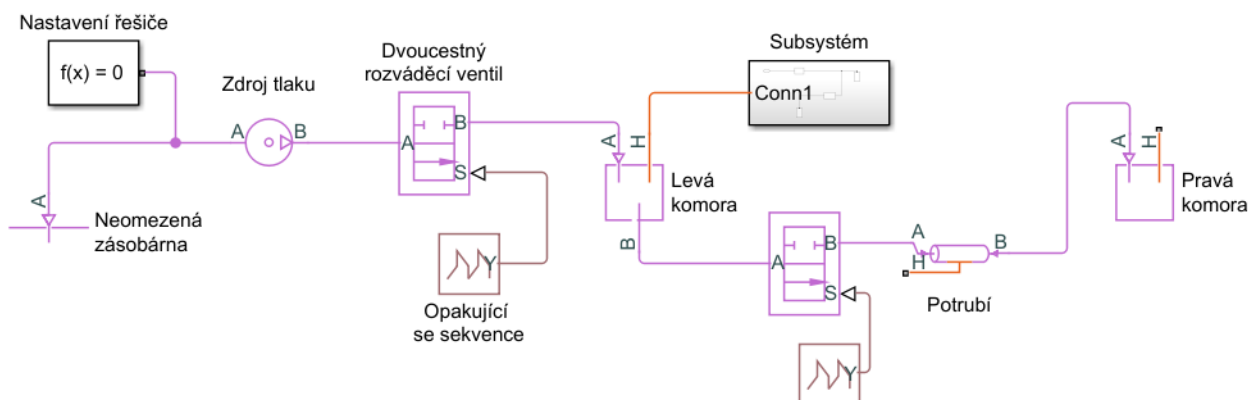
Jeden pracovní cyklus obvodu je rozdělen do tří fází. Délky trvání jednotlivých fází byly nastaveny dle experimentálního ověření. V první fázi je ventil 1 otevřen, ostatní jsou uzavřeny. Dojde k naplnění levé komory na požadovaný tlak. V druhé fázi se současně uzavře ventil 1 a otevře ventil 2. V této fázi dojde k vyrovnání tlaku a tím pádem k přepuštění tlaku do druhé komory. V poslední třetí fázi se souběžně uzavře ventil 2 a otevřou ventily 3 a 4. Což má za následek otevření sací větve kompresoru, odsátí vzduchu z obou komor a tím i splasknutí obou membrán. Délka jednoho pracovního cyklu je 0,95 s. Cyklus tedy proběhne přibližně 63krát za minutu.

6.4.1 Propojení pracovních komor

Pneumatické propojení komor mělo za cíl snížit celkovou energetickou náročnost systému. Základní myšlenka tohoto uspořádání byla, že pokud je stlačen plyn v levé komoře, proč ho jednoduše „nepřepustit“ do pravé komory, aniž by bylo potřeba práce kompresoru.

Dalším důvodem vyzkoušení této varianty bylo, že v pravé komoře stačí mít přibližně 21 % původního přetlaku z levé komory. Je to dáno parametry kladenými na pneumatický obvod. Jedná se o to, že tlak krve v levé komoře je přibližně 16 kPa, zatímco v pravé komoře pouze asi 3,4 kPa.

Bylo tedy vytvořeno výpočetní schéma dle obrázku 6.21. Výpočetní model měl za cíl zjistit, zda toto uspořádání splňuje kladené požadavky.



Obr. 6.21 – Blokové schéma sloužící k simulaci přepouštěcího mechanismu

Blokové schéma výše sloužilo ke zjištění procentuální hodnoty původního tlaku po přepuštění tlakového vzduchu z levé komory do pravé. A jestli je tedy vhodné tuto variantu experimentálně ověřit.

Blok neomezená zásobárna slouží k simulaci nasávání vzduchu z atmosféry pro kompresor. Tento blok představuje neomezený objem vzduchu o předem nastaveném tlaku a teplotě. Další použité bloky jsou popsány v kapitole 6.1.1.

Nejprve byl ventil za kompresorem otevřen, aby došlo k naplnění levé komory, poté došlo k jeho uzavření. Tudíž kompresor nadále nedodával tlak do levé komory.

Poté nastala fáze vyrovnání tlaku mezi komorami. Tato fáze byla provedena pomocí druhého ventilu umístěného mezi komorami, který byl během fáze plnění levé komory uzavřen. Poté došlo k přepnutí ventilů – ventil za kompresorem se uzavřel a rozvaděč mezi komorami otevřel.

V obvodu pro přehlednost nejsou zobrazeny snímače průtoku, tlaku a teploty. A taktéž je zde uveden pouze jeden subsystém sloužící k přestupu tepla mezi daným prvkem a okolím.

Z čehož plyne, že simulovaný model uvažoval výměnu tepla s okolím. Dále byly zahrnuty také tlakové ztráty. Třecí ztráty byly dány nastavenou délkou potrubí, místní ztráty ve ventilu a zbylé byly přepočítány na ekvivalentní délkové ztráty. V místních tlakových ztrátách byla snaha zahrnout také ztráty způsobeny vtokem a výtokem plynu z komor a do jisté míry také odpor membrány při nafukování.

6.4.2 Výsledky simulace

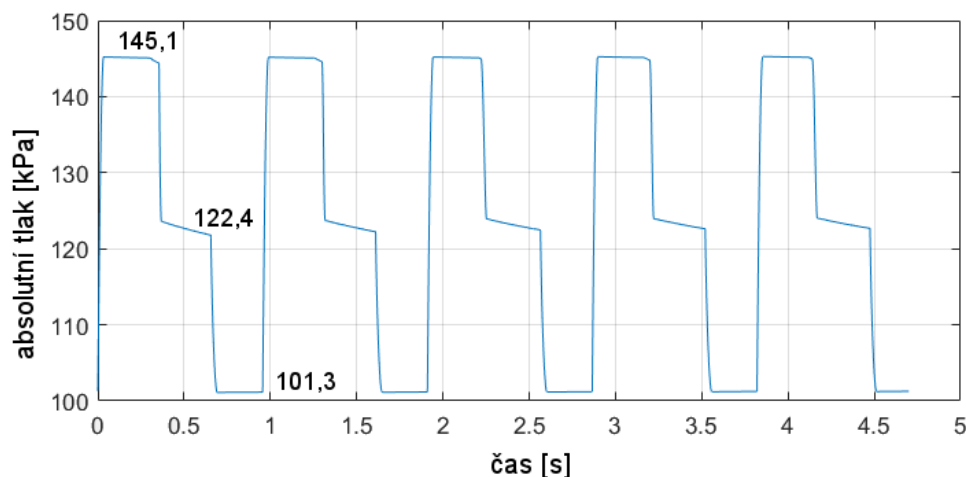
Bylo vyzkoušeno několik variant tlaku generovaného zdrojem v rozsahu od 16 do 80 kPa. Tlakový poměr se po vyrovnání pohyboval v intervalu 36 – 41 % původního tlaku v levé komoře. Což by teoreticky mělo být dostatečné i za předpokladu, že v reálném obvodu budou nejspíše větší ztráty než v modelu. Čas vyrovnání tlaku v simulaci byl přibližně 0,02 s.

Toto uspořádání bylo tedy použito v pneumatickém systému se dvěma komorami a celý obvod byl následně experimentálně vyzkoušen v laboratoři. Více o výsledcích této fáze experimentálního ověření se lze dočíst v kapitole 5.6.

6.4.3 Výsledky pneumatického modelu se dvěma komorami

V této podkapitole jsou popsány výsledky simulace pneumatického obvodu se dvěma pracovními komorami. Použité blokové výpočtové schéma lze vidět na obrázku 6.20. Stejně jako u simulace systému s jednou komorou byla perioda přepínání ventilů nastavena na 0,3 s.

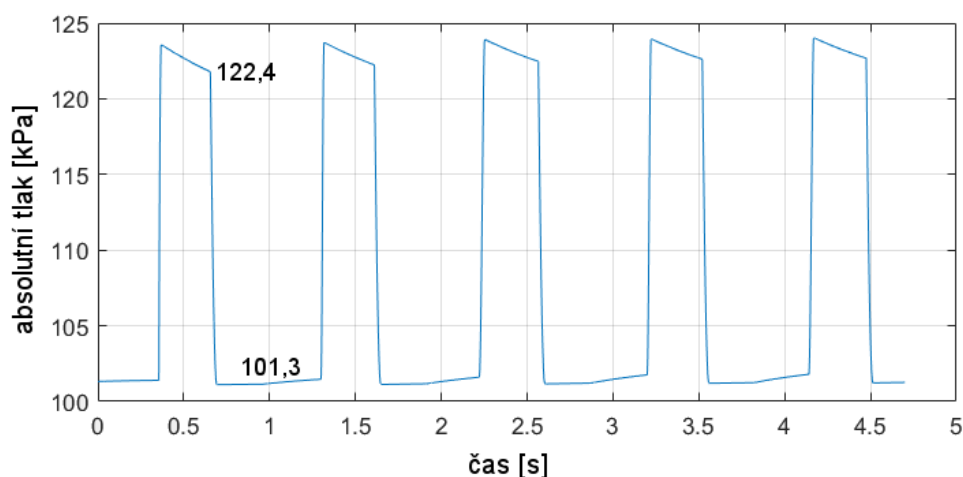
Jak již zde bylo zmíněno celý pracovní cyklus byl rozdělen do tří fází. Ovšem doba trvání celého pneumatického cyklu byla 0,95 s. Rozdíl 0,05 s byl způsobem vlivem simulace přepínání ventilu 2. Ovládání tohoto rozvaděče bylo realizováno blokem konstantního zpoždění, ve kterém nebyla hodnota zpoždění 0,3 s nýbrž 0,35 s. Tato hodnota musela být upravena z důvodu překrývání řídicích signálů. Toto překrývání mělo za následek občasné nežádoucí zpětné toky plynu, které byly detekovány na průtokových snímačích v určitých periodicky se opakujících fázích cyklu.



Obr. 6.22 – Graf závislosti absolutního tlaku na čase v levé komoře

Na obrázku výše je možno vidět průběh absolutního tlaku v pěti pracovních cyklech obvodu. Hodnoty tlaku se periodicky opakují. Ideální zdroj tlaku byl, stejně jako v případě obvodu s jednou komorou, nastaven na hodnotu 46 kPa. Tudíž maximální přetlak v komoře je opět 43,8 kPa. Ovšem stejně jako u simulace obvodu s jednou komorou jsou v reálném obvodu předpokládány vyšší tlakové ztráty. V této kapitole je také popsáno, proč byla nastavena vyšší perioda přepínání, než bylo v simulaci potřeba.

Dalším důvodem nastavení zmíněné periody cyklu byl následující fakt. Srdeční cyklus u člověka proběhne v klidovém stavu přibližně za 1 s. [7] Proto byl také tento požadavek kladen na navrhovaný pneumatický mechanismus. A bylo pracováno s periodou přepínání 0,3 s již od samého začátku návrhu systému s jednou komorou.



Obr. 6.23 – Graf závislosti absolutního tlaku na čase v pravé komoře

Na obr. 6.23 je možno vidět průběh tlaku v pravé komoře. Hodnota přetlaku v pravé komoře po vyrovnání tlaků v systému je přibližně 21,1 kPa. Z čehož vyplývá, že tlakový poměr mezi levou a pravou komorou je přibližně 48 %.

Z rešeršní studie kardiovaskulárního systému u člověka ovšem plyne, že tlak v pravé komoře srdeční je přibližně pětkrát nižší než v levé komoře srdeční během fáze systoly komor. Což představuje tlakový poměr přibližně 21 %. Tento tlakový poměr by měl být také přibližně dosažen u navrhovaného objemového čerpadla.

Z důvodu, že výsledky ze simulace ukazují hodnotu po vyrovnání tlaků vyšší, než požadovaných 21 % bylo zváženo budoucí umístění škrťacího prvku mezi komory. Ale prozatím v této fázi výpočtového modelování nebyl škrťací ventil zahrnut.

6.4.4 Porovnání výsledků

Porovnání průběhů tlaků mezi simulací pneumatického obvodu zobrazenou na obr. 6.22 a reálného pneumatického obvodu s komorami bez membrán, viz. obr. 5.27 je přibližně stejný. Ovšem liší se hodnota ustáleného tlaku po otevření ventilu č. 2. Tato odchylka u reálného obvodu může být dána několika faktory, např. přítomností drobné netěsnosti, větší ztráty v reálném obvodu apod.

Na druhou stranu při měření charakteristiky pravé komory, kdy byl použit stejný vstupní tlak plynu je vidět, že tlak plynu v pravé komoře je vyšší než u samotné zkoušky pneumatického obvodu s komorami bez membrán. Z toho vyplývá, že je třeba také brát v potaz vliv čerpaného média na celý systém. Proto z tohoto důvodu prozatím nebyl použit pneumatický obvod se škrťacím prvkem mezi levou a pravou komorou. Ale je možné, že toto řešení bude třeba v dalších fázích výzkumu použít.

7 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ OBJEMOVÉHO ČERPADLA

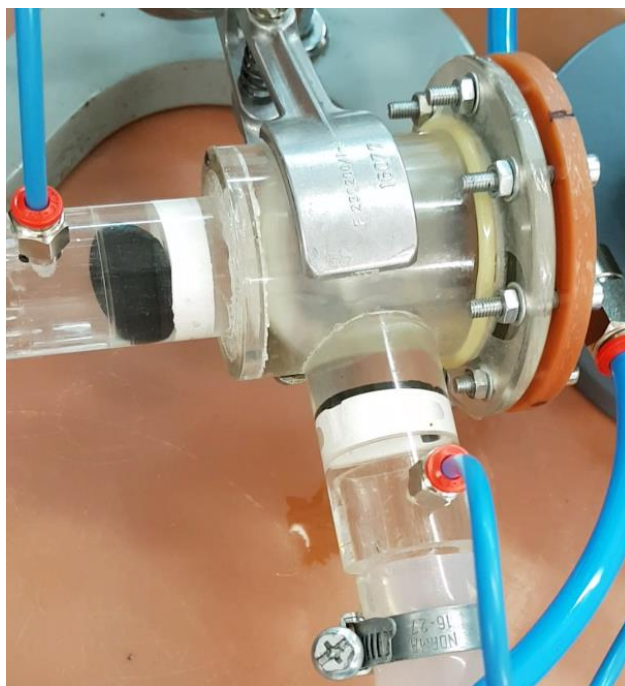
Navržené objemové čerpadlo je poháněno pneumatickým mechanismem. Na-fouknutí či smrštění membrány v pracovní komoře je realizováno periodickým otevírá-ním a zavíráním elektromagnetických ventilů. Zdroj tlaku, respektive podtlaku je neu-stále aktivní.

V této kapitole jsou uvedeny výsledky z měření objemového čerpadla, vyhod-noceny charakteristiky obou komor, zhodnocení naměřených dat a také porovnání tla-kového průběhu s biologickým srdcem.

7.1 Jednokomorový systém

Nejprve proběhlo měření objemového čerpadla pouze s jednou pracovní komo-rou reprezentující levou komoru srdeční. Systém by měl být schopen přečerpat při-bližně 5 l/min při tlaku 16 kPa.

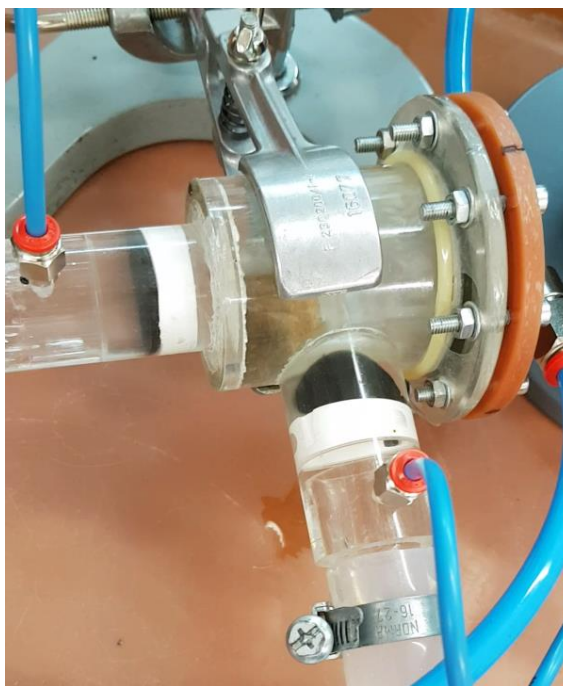
Na obrázcích níže je zobrazen pohyb zpětných klapek v závislosti na fázi cyklu objemového čerpadla.



Obr. 7.1 – Výtlačná fáze objemového čerpadla

Na obr. 7.1 je zobrazena výtlačná fáze objemového čerpadla. V této fázi do-chází k nafukování membrány stlačeným plynem. Zpětná klapka na výtlaku je ote-vřená, klapka na sání je uzavřená.

Průběh sací fáze je reverzní a je zobrazen na obr. 7.2. Dochází k vyfukování membrány. Zpětná klapka na výtlaku je uzavřená, klapka na sání je otevřená.



Obr. 7.2 – Sací fáze objemového čerpadla

7.1.1 Měření objemového čerpadla

Cílem měření bylo stanovit charakteristiku objemového čerpadla. Ke stanovení tlakových průběhů na sání a výtlačku sloužily zmíněné snímače.

Průběh měření byl následující. Bylo pracováno s periodou cyklu 0,6 s. Proměřeno bylo několik pracovních bodů, každý z nich s odlišnou dopravní výškou. K tomu byla zapotřebí další nádoba, do které se umístila hadice z výtlačné větve objemového čerpadla. Ústí hadice se vždy umístilo s určitou výškou nad hladinu v nádobě, která zásobovala sací větev.

Výška umístění výtlačné nádoby se pohybovala v intervalu přibližně od 40 do 180 cm. Kdy každých 10 cm vodního sloupce představuje tlak zhruba 1 kPa. To znamená, že pokud čerpadlo bude schopno čerpat vodu do výtlačné nádoby umístěné 1,6m nad hladinu v sací nádobě, lze přibližně říct, že čerpadlo dokáže dodat kapalině tlak 16 kPa. Toto byl jen základní předpoklad, který vedl k návrhu měření.

Pomocí dolévání vody do sací nádoby byla dosažena přibližně konstantní výška hladiny v této nádobě.

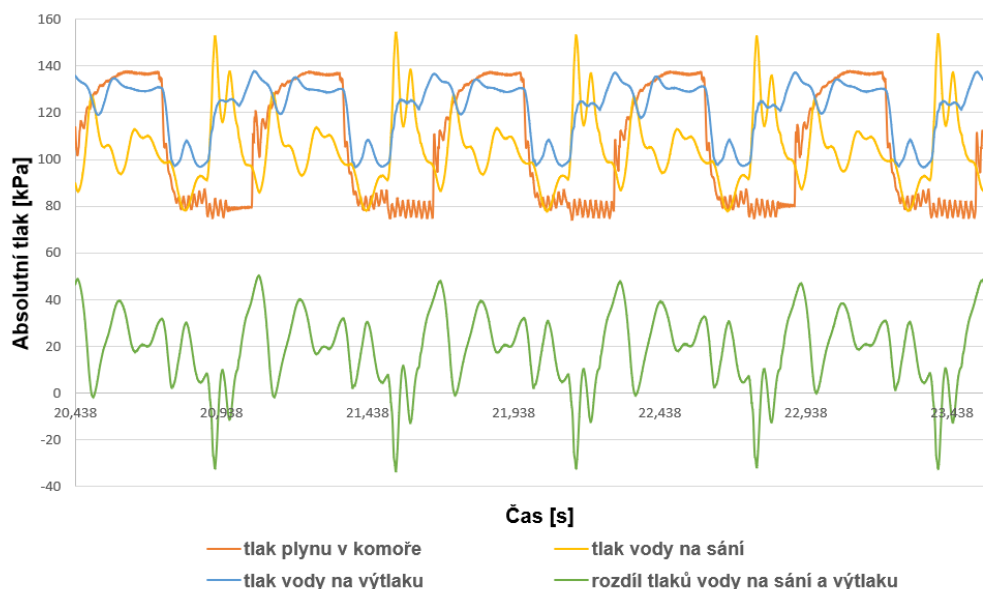
Měření průtoku probíhalo objemovou metodou, kdy po ustálení průtoku čerpadlem se změřil přečerpaný objem vody za daný čas. K měření objemu sloužil odměrný válec. A k měření času stopky. K minimalizaci chyby při měření byl každý takový bod charakteristiky měřen nejméně po dobu 12 s, což odpovídá, s periodou cyklu 0,6 s, zhruba 20 dávkám.

U měření bylo nutné také stanovit vzájemnou statickou polohu tlakových snímačů na sání a výtlačku. V tomto případě byla ze záznamu stanovena na 0,65 kPa. Tato hodnota byla následně přičtena ke střední hodnotě rozdílu tlaků na sání a výtlačku. A sloužila tedy ke korekci naměřených dat.

7.1.2 Výsledky jednodukomorového objemového čerpadla

Výsledky jednodukomorového systému obsahují průběh měřených tlaků systému v čase a charakteristiku navrženého čerpadla.

Během měření byl zachycen časový záznam 30 sekund. Ze kterého bylo vybráno pět period z konce záznamu, kvůli ustálení systému.



Obr. 7.3 – Graf závislosti průběhu absolutních tlaků v systému na čase

Na obrázku 7.3 je možno vidět pět period ze záznamu měření objemového čerpadla. Jedná se o jeden naměřený bod charakteristiky a to konkrétně, kdy výtlačná nádoba byla umístěna přibližně 1,8 m nad hladinu v sací nádobě.

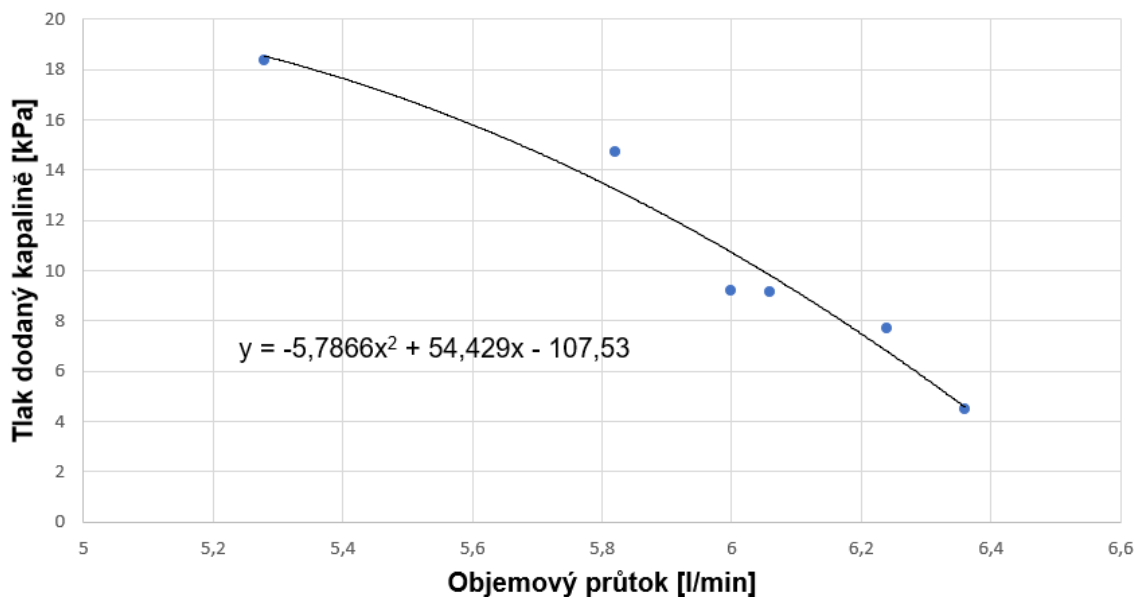
Průběh tlaku plynu v komoře má podobný průběh jako na obr. 5.16, kde byl měřen pouze pneumatický systém. Odchylna je způsobena především přítomností čerpaného média.

Tlak dodaný kapalině byl stanoven jako rozdíl tlaku na sání a výtlače. Na obrázku 7.3 tomu odpovídá průběh tlaku vyznačen zelenou barvou. Následně pak z tohoto vypočteného rozdílu tlaků byla stanovena střední hodnota, která v tomto nastavení a umístění systému měla hodnotu 18,36 kPa.

To znamená, že čerpadlo dokázalo dodat čerpané kapalině přes 18 kPa. Po stanovení objemového průtoku byl prakticky změřen jeden bod charakteristiky navrženého čerpadla. Dále bylo takto změřeno dalších pět pracovních bodů čerpadla s tím, že jedinou proměnou byla výška umístění výtlačné nádoby nad hladinou v sací nádobě.

Během měření charakteristiky čerpadla byl konstantně nastaven vstupní tlak plynu, jehož střední hodnota byla přibližně 50 kPa.

Naměřená charakteristika objemového čerpadla je zobrazena na obr. 7.4. Body charakteristiky jsou proloženy polynomem druhého stupně, jehož rovnice je zobrazena v grafu.



Obr. 7.4 – Charakteristika objemového čerpadla (levá komora srdeční)

Výše uvedená charakteristika představuje měřené jednokomorové čerpadlo odpovídající levé komoře srdeční. Požadavky kladené na levou komoru srdeční byly průtok přibližně 5 l/min při dodaném tlaku 16 kPa.

7.1.3 Zhodnocení výsledků

Tlak vody na výtlaku při fázi výtlaku do jisté míry kopíruje průběh tlaku plynu v membráně. Ovšem u sací fáze dochází k tlakovým pulzacím, které jsou způsobeny nejspíše chováním pružných hadic, na které působí značný vodní sloupec.

Při porovnání průběhu tlaku ve výtlačné fázi mezi navrženým čerpadlem obr. 7.3 a biologickým srdcem obr. 2.4 si lze povšimnout jisté podobnosti. Ovšem průběh tlaku u čerpadla je do značné míry ovlivněn chováním elastických hadic. Dalším důvodem kolísání tlaku je zcela jistě chování zpětných klapek, které není ideální. Právě díky pulzacím vzniklých v hadicích dochází k jejich záchvěvům i ve fázi, kdy by měly zůstat uzavřeny.

Použitím umělých chlopní by mohlo dojít k přiblížení ideálnímu průběhu tlaku v srdeční komoře. Ale větší roli bude stále hrát vodní sloupec v pružných hadicích, který neodpovídá chování kardiovaskulárního systému.

Z naměřené charakteristiky vyplývá, že při dodaném tlaku 16 kPa je průtok přibližně 5,6 l/min. Takže se dá konstatovat, že základní parametry levé komory srdeční byly splněny.

Tomuto výsledku se podařilo docílit při vstupním tlaku přibližně 50 kPa a periodě cyklu 0,6 s. Značnou roli na potřebný vstupní tlak plynu hrají zpětné klapky, jejichž vnitřní průměr je pouze 8 mm. Oproti tomu průměr chlopní je něco kolem 20 mm.

Z čehož vyplývá, že umístěním umělých chlopní do systému by mohlo dojít ke značnému snížení hydraulických ztrát, a tudíž i nároků na vstupní tlak plynu. Dále pak také nesouhlasí ani jejich tuhost, která se zcela jistě liší od umělých chlopní.

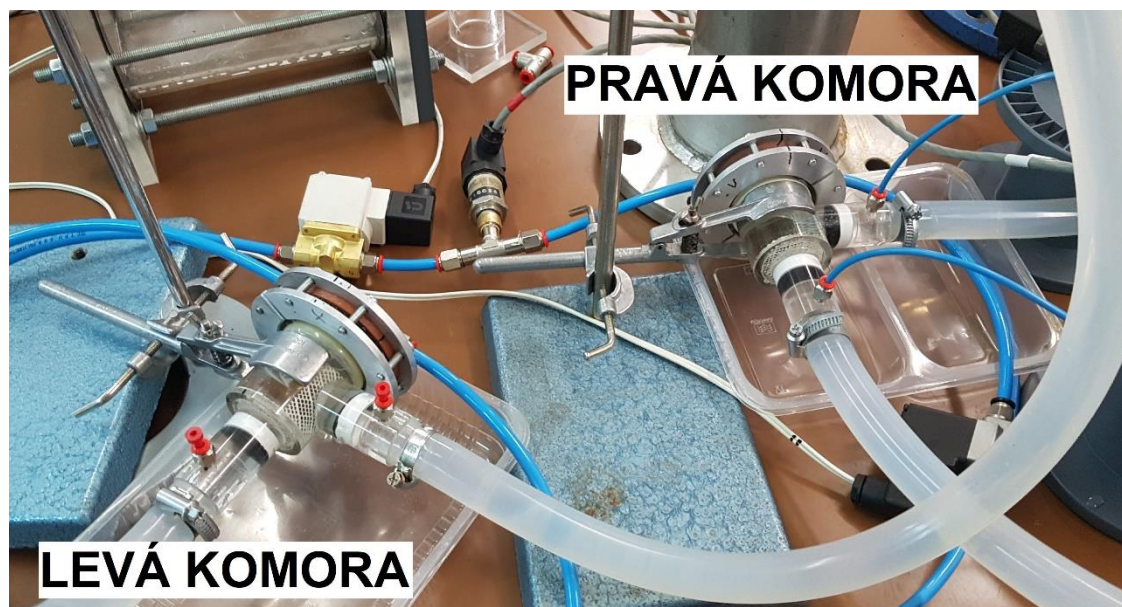
7.2 Dvoukomorový systém

Objemové čerpadlo se dvěma komorami odpovídá biologickému srdci u člověka. Levá komora srdeční zásobuje krví tělní oběh a pravá komora srdeční plicní oběh. Tato kapitola navazuje na experimentální ověření – fázi 4, obsahuje výsledky a jejich zhodnocení.

V předchozí kapitole byla naměřena charakteristika levé pracovní komory a byly zjištěny potřebné vstupní předpoklady, aby bylo čerpadlo schopno splnit biologické požadavky. Ještě ovšem bylo potřeba naměřit tlakové průběhy také u dvoukomorového systému a charakteristiku pravé komory.

Celé měření bylo prakticky replikou experimentů systému s jednou komorou, včetně postupu měření charakteristiky pravé komory.

Rozdíl byl pouze v tom, že perioda jednoho cyklu nebyla 0,6 s, jako tomu bylo u jednodukomorového systému, ale nově 0,9 s. Tato perioda odpovídá třem fázím o délce trvání 0,3 s, oproti pouze dvěma fázím u jednodukomorového systému.



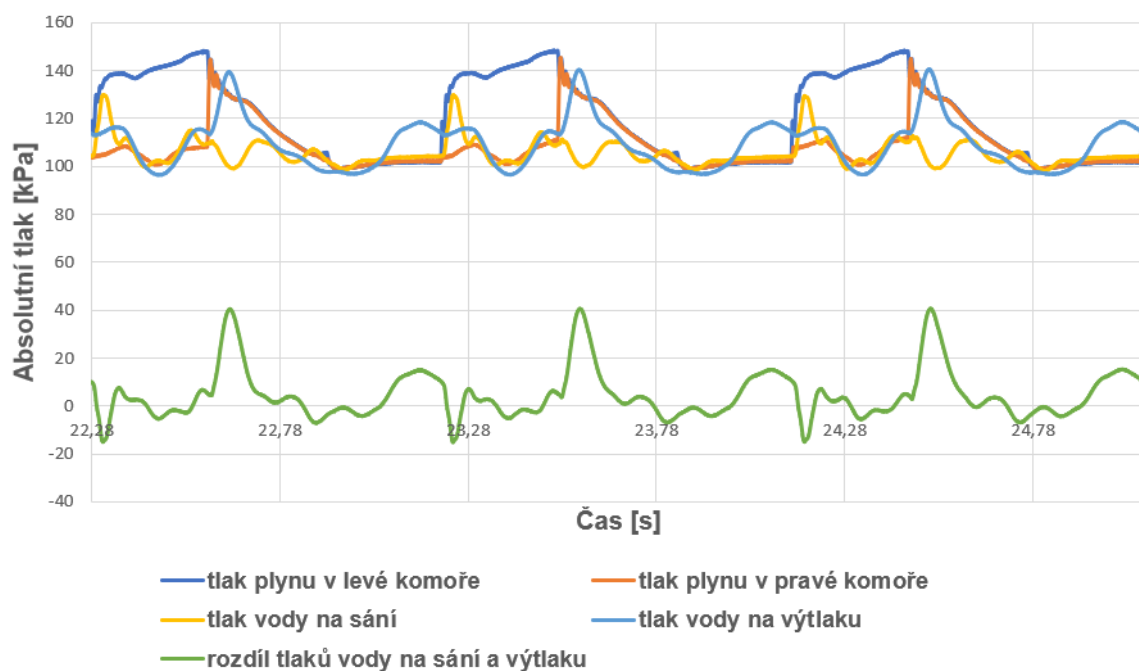
Obr. 7.5 – Usazení obou komor objemového čerpadla

Na obr. 7.5 je zobrazeno usazení obou pracovních komor. Je možné si také povšimnout, že tlakové snímače byly přesunuty na pravou komoru, aby mohlo dojít k měření její charakteristiky. Vývody pro snímače levé komory byly zaslepeny.

7.2.1 Výsledky dvoukomorového objemového čerpadla

Výsledky systému se dvěma komorami obsahují průběh měřených tlaků systému v čase a charakteristiku pravé komory čerpadla.

Během měření byl zachycen časový záznam 30 sekund. Ze kterého byly vybrány tři periody z konce záznamu, kvůli ustálení systému.



Obr. 7.6 – Graf závislosti průběhu tlaku na čase u dvoukomorového čerpadla

Na obrázku 7.6 je možno vidět tři periody ze záznamu měření objemového čerpadla se dvěma komorami. Jedná se o jeden naměřený bod charakteristiky pravé komory čerpadla a to konkrétně, kdy výtlačná nádoba byla umístěna přibližně 0,4 m nad hladinu v sací nádobě.

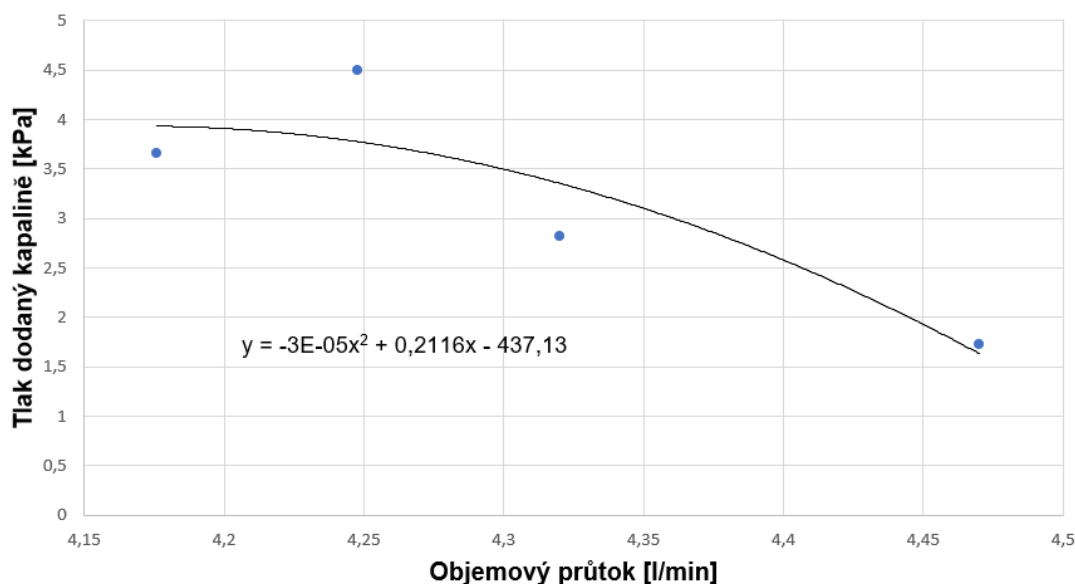
Průběh tlaku plynu v levé komoře má podobný průběh jako na obr. 7.3, kde byl měřen pouze jednodukomorový systém. Odchylna je způsobena především záměnou zdroje podtlaku. Malý kompresor generoval vyšší podtlak, než tomu bylo u tohoto měření, kdy byl zdroj konstantního podtlaku vodní vývěvy nastaven na vyšší hodnotu absolutního tlaku. Proto tlak v levé komoře v tomto experimentu dosáhl, s přibližně stejným vstupním tlakem, o něco vyšší hodnoty tlaku.

Tlak dodaný kapalině byl opět stanoven jako rozdíl tlaku na sání a výtlaku. Na obrázku 7.6 tomu odpovídá průběh tlaku vyznačen zelenou barvou. Následně pak z tohoto vypočteného rozdílu tlaků byla stanovena střední hodnota, která v tomto nastavení a umístění systému měla hodnotu 4,5 kPa.

To znamená, že čerpadlo dokázalo dodat čerpané kapalině přibližně 4,5 kPa. Po stanovení objemového průtoku byl prakticky změřen jeden bod charakteristiky navrženého čerpadla. Dále byly takto změřeny další tři pracovní body čerpadla s tím, že jedinou proměnou byla výška umístění výtlačné nádoby nad hladinou v sací nádobě.

Během měření charakteristiky pravé komory čerpadla byl konstantně opět nastaven vstupní tlak plynu, jehož střední hodnota byla přibližně 50 kPa.

Naměřená charakteristika pravé komory čerpadla je zobrazena na obr. 7.7. Body charakteristiky jsou proloženy polynomem druhého stupně, jehož rovnice je zobrazena v grafu.



Obr. 7.7 – Charakteristika pravé komory čerpadla

Výše uvedená charakteristika představuje naměřené hodnoty platící pro pravou komoru u dvoukomorového objemového čerpadla. Požadavky kladené na pravou komoru srdeční byly průtok přibližně 5 l/min při dodaném tlaku 3,3 kPa.

7.2.2 Zhodnocení a porovnání výsledků

Při porovnání grafů na obrázcích 5.27 a 7.6 si lze povšimnout, že se liší průběh tlaků plynu v pravé komoře. Zásadní vliv na tuto změnu musí mít přítomnost vody. Dále z výsledků z obr. 7.6 lze usoudit, že je na místě do budoucna zvážit umístění škrťacího pneumatického prvku mezi levou a pravou komorou. Aby bylo možné dále regulovat přepuštěný tlak do pravé komory. Tento tlak totiž nesmí být příliš vysoký, protože pravá komora čerpadla by měla optimálně dodávat čerpané kapalině tlak přibližně o hodnotě 3,4 kPa.

Porovnáním průběhu tlaku plynu v komoře mezi grafy 7.3 a 7.6 lze dojít k závěru že se vyskytla předpokládaná odlišnost v podtlakové fázi, kdy na obr. 7.6 nedochází k pulzacím tlaku plynu způsobených malým kompresorem.

Tlak vody na výtlaku při fázi výtlaku do jisté míry opět kopíruje průběh tlaku plynu v membráně. Ovšem u sací fáze dochází k výrazně menším tlakovým pulzacím. Prodloužení celkové periody cyklu oproti jednokomorovému systému tedy vedlo ke snížení těchto pulzací, z čehož lze vyvodit, že se na nich podílí z velké části sloupec kapaliny v pružných hadicích.

Při porovnání průběhu tlaku ve výtlakové fázi mezi navrženým čerpadlem obr. 7.6 a biologickým srdcem obr. 2.4 si lze povšimnout větší podobnosti než v případě jednokomorového systému. Ovšem průběh tlaku u čerpadla je do značné míry stále ovlivněn chováním elastických hadic. Stejně jako u systému s jednou komorou hraje opět určitou roli chování zpětných klapků, u kterých, díky vzniklým pulzacím vlivem vodního sloupce v pružných hadicích, dochází k záchvěvům.

Použitím umělých chlopní by mohlo dojít k dalšímu přiblížení ideálnímu průběhu tlaku v srdeční komoře. Ale nejspíše větší roli bude stále hrát vodní sloupec v pružných hadicích, který neodpovídá chování kardiovaskulárního systému.

Z naměřené charakteristiky vyplývá, že při dodaném tlaku 3,3 kPa je průtok přibližně 4,3 l/min. Ovšem je třeba brát v potaz, že byla prodloužena perioda cyklu objemového čerpadla.

Tohoto výsledku se podařilo docílit při vstupním tlaku přibližně 50 kPa a periodě cyklu 0,9 s. Značnou roli na potřebný vstupní tlak plynu opět hrají zpětné klapky, jejichž vnitřní průměr je pouze 8 mm. Oproti tomu průměr chlopní je přibližně 20 mm.

Z čehož vyplývá, že umístěním umělých chlopní do systému by mohlo dojít ke značnému snížení hydraulických ztrát, a tudíž i nároků na vstupní tlak plynu. Dále pak také nesouhlasí i jejich tuhost, která se zcela jistě liší od umělých chlopní.

Doporučení závěrem kapitoly měření objemového čerpadla je následující. Zkrátit periodu cyklu dvoukomorového systému z 0,9 s na hodnotu 0,7 s. Tímto zkrácením bude docíleno zvýšení objemového průtoku oběma komorami na přibližnou požadovanou hodnotu 5 l/min. Hodnota délky trvání periody 0,7 s byla usouzena z výsledků charakteristik obou komor. Kdy v případě periody 0,6 s bylo levou komorou přečerpáno, při požadovaném tlaku 16 kPa, přibližně 5,6 l/min a v případě periody 0,9 s bylo pravou komorou dosaženo objemového průtoku přibližně 4,3 l/min.

Z toho plyne také doporučení pro budoucí studenty, kteří budou pracovat na navrženém objemovém čerpadle, aby byla snaha naleznout optimální dobu periody cyklu i se zvážením nastavením periody 0,5 s, což by odpovídalo přibližně 120 pulzům za minutu. Protože s přibližně touto hodnotou frekvence pracuje dočasná pneumatická srdeční náhrada SynCardia.

Další možností zvýšení objemového průtoku u navrženého čerpadla je zvětšení objemu komor. Ovšem tato varianta byla z důvodu větší prostorové náročnosti shledána s prozatímními výsledky za méně vhodnou.

7.3 Nejistoty měření

Je třeba si uvědomit, že každé měření je zatíženo určitou chybou, proto žádným měřením nezískáme správnou hodnotu měřené veličiny, ale pouze se přiblížíme ke správné hodnotě. Rozsah hodnot, které lze přiřadit k měřené hodnotě je charakterizován jako nejistota měření.

V této kapitole jsou naznačeny nejistoty měření tlakových průběhů pneumatického mechanismu, charakteristiky čerpadla a metody stanovení objemového průtoku.

Nahodilá nejistota měření, někdy označována jako nejistota typu A, byla v měření objemového čerpadla zanedbána. Bylo počítáno pouze se systematickou nejistotou typu B, a to pouze z nepřesnosti tlakových snímačů použitých u pneumatického a hydraulického obvodu. Nejistoty ostatních veličin byly zanedbány.

Pro stanovení nejistoty měření u tlakových snímačů platí obecně vztah:

$$u_{Bp} = \text{měřicí rozsah} \cdot \text{třída přesnosti} \quad (7.1)$$

K měření tlaků u pneumatického obvodu byly použity tlakové snímače s měřicím rozsahem 250 kPa. A u snímačů, kterými byly měřeny tlaky vody, byl měřicí rozsah 160 kPa. Třídy přesností použitých snímačů jsou stanoveny výrobcem. Výrobce uvádí třídu přesnosti 0,25 %. [34] Z toho tedy plynou následující nejistoty měření tlakových snímačů:

- snímače pneumatického obvodu:

$$u_{Bpp} = 250 \cdot 0,0025 = 0,625 \text{ kPa} \quad (7.2)$$

- snímače hydraulického obvodu:

$$u_{Bpv} = 160 \cdot 0,0025 = 0,4 \text{ kPa} \quad (7.3)$$

Nejvyšší naměřená hodnota v pneumatickém obvodu byla u průběhu tlaku v levé pracovní komoře. Tento absolutní tlak dosahoval hodnoty 150,45 kPa. Při uvažování třídy přesnosti použitých snímačů je tedy výsledek $150,45 \pm 0,63 \text{ kPa}$.

Stejný postup byl zvolen také u snímačů hydraulického obvodu. Jejichž maximální naměřená hodnota absolutního tlaku na výtlaku byla 138,2 kPa. A při uvažování třídy přesnosti snímače je výsledek $138,2 \pm 0,4 \text{ kPa}$.

Další nejistoty vyvstávají u zvolené metody měření objemového průtoku. Vzhledem k tomu, že byla měřena charakteristika navrženého objemového čerpadla přicházely v úvahu, ke stanovení objemového průtoku, pouze metody hmotnostní nebo objemová. Vzhledem k vybavení laboratoře byla zvolena metoda objemová.

Objemová metoda spočívá v měření objemu přečerpané kapaliny za daný čas. Nahodilá nejistota měření byla u této metody zanedbána. Ale byla snaha o minimalizaci chyby způsobené touto metodou. Tato minimalizace spočívala v tom, že u každého pracovního bodu čerpadla byl měřen takový čas, aby došlo k alespoň k minimálně dvaceti pulzům objemového čerpadla. Dále měření započalo až v momentě, kdy se zdál průtok ustálen.

K měření objemu vody sloužil odměrný válec. Byl zvolen poměrně široký odměrný válec, jehož nejmenší dílek byl 10 ml. Objem byl určován podle výšky hladiny uprostřed válce. Nejistota měření u zvoleného odměrného válce je polovina nejmenšího dílku, tedy $\pm 5 \text{ ml}$.

Největší objem byl zjištěn u měření charakteristiky levé komory čerpadla. Kdy jednomu bodu byl odměrným válcem naměřen objem 1180 ml. S uvažováním chyby poloviny nejmenšího dílku tedy $1180 \pm 5 \text{ ml}$. Tato hodnota byla naměřena za dobu 10,7 s.

Závěrem je třeba napsat, že úlohou diplomové práce bylo navržení objemového čerpadla, jeho matematické modelování a experimentální zjištění, zda je navržené čerpadlo vůbec schopno funkce a splnit základní parametry srdce, tedy průtok a tlak. Z tohoto důvodu bylo usouzeno, že zvolená objemová metoda je dostatečně přesná a stanovení nepřesností při měření není třeba klást příliš velký význam.

8 VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ SYSTÉMU S POUŽITÍM HÉLIA

Byla hledána cesta, jak by bylo možné navržený pneumatický obvod zmenšit. V této kapitole jsou principiálně popsány kroky, které umožňují snížení energetické náročnosti na systém, a především zmenšení jeho rozměrů a hmotnosti.

Vznikla myšlenka, že by v pneumatickém obvodu byl přetlak o dané hodnotě. A kompresor by sloužil pouze ke krytí tlakových ztrát a zdroj podtlaku. V této kapitole jsou uvedeny výsledky z výpočtového modelování přetlakového systému, popsány myšlenky popisující funkci pneumatického obvodu a pomocí nichž by takové objemové čerpadlo bylo možno zkonstruovat.

Je zde také uveden možný tvar, velikost a umístění jednotlivých komponentů přímo v umělé srdeční náhradě. V návaznosti na výsledky ze simulace kapitola popisuje rozvahu o hmotnosti a rozměrech navrhované srdeční náhrady. Dále jsou zde navrženy další možnosti umožňující další vývoj objemového čerpadla a doporučení, kde by bylo vhodně použito.

8.1 Tlakové ztráty v pneumatickém obvodu

Jak již zde bylo zmíněno, hlavní myšlenka spočívá v tom, že kompresor sloužil, v ideálním případě, ke krytí tlakových ztrát v obvodu a jako zdroj podtlaku. Níže je popsána možnost snížení ztrát, které by vedly ke snížení potřebného výkonu kompresoru.

Snížení tlakových ztrát v pneumatickém obvodu lze docílit především záměnou pracovního média. Doposud bylo pracováno se vzduchem. Nyní dochází k záměně vzduchu za hélium, u kterého jsou předpokládány nižší tlakové ztráty vlivem jeho vlastností. Z tohoto důvodu byla varianta použití hélia jako pracovního média v obvodu vyzkoušena za pomoci výpočtového modelování.

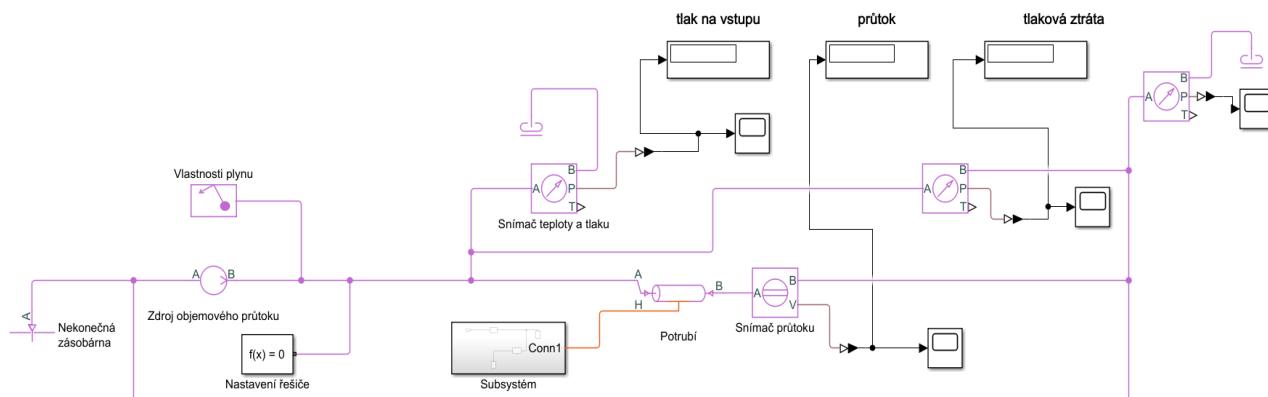
Níže jsou uvedeny výsledky, které dokazují, že při využití obvodu s héliem dochází k nižším tlakovým ztrátám oproti použití vzduchu. Je zde uvedena simulace tlakových ztrát ve vedení, ventilu a propustnost ventilu.

Vstupní hodnoty pro model vzduchu jsou v Simulinku přednastaveny i včetně reálného modelu. Pro hélium byly do bloku vlastností plynu zadány následující: měrná plynová konstanta 2,079 kJ/kg/K, měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku 5,2 kJ/kg/K, dynamická viskozita 18,5 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$, tepelná vodivost 0,1513 W/(m·K).

8.1.1 Tlaková ztráta ve vedení

Využitím simulace v programu Simulink byl stanoven rozdíl v tlakové ztrátě ve vedení při použití vzduchu a hélia. Byly sestaveny tři stejné obvody.

Jeden sloužil pro simulaci obvodu s héliem, druhý s ideálním vzduchem a třetí s reálným modelem vzduchu. U všech obvodů se měnil pouze příslušný blok vlastností plynu. Na obr. 8.1 je možno vidět blokové schéma obvodu. [35]



Obr. 8.1 Blokové schéma sloužící ke zjištění tlakových ztrát ve vedení [35]

Blok potrubí simuluje vedení o délce 5 m, ostatní parametry tohoto bloku včetně subsystému zajišťující přestup tepla, byly shodné s již použitými v předchozích kapitolách. U všech tří obvodů dodával blok zdroje průtoku do obvodu konstantní objemový průtok 1 l/s, aby bylo možno jednotlivé tlakové ztráty porovnávat.

Tlaková ztráta s použitím modelu ideálního vzduchu byla 26 340 Pa, v obvodu s reálným vzduchem dosáhla tlaková ztráta hodnoty 26 710 Pa a v obvodu s héliem pouze 3020 Pa. Z těchto výsledků vyplývá, že při použití hélia dochází k téměř devětkrát nižším tlakovým ztrátám. To znamená, že v obvodu využívající jako pracovní médium namísto vzduchu hélium bude tlaková ztráta nižší přibližně o 89 %.

Tento rozdíl je z velké míry dán především rozdílnou hustotou a viskozitou porovnávaných plynů. [35]

8.1.2 Tlaková ztráta ve ventilu

V navrženém pneumatickém obvodu se nachází čtyři elektromagnetické ventily. Bylo by tedy dobré také stanovit poměr tlakových ztrát mezi vzduchem a héliem. K tomuto výpočtu bylo využito podobné blokové schéma jako na obr. 8.1, pouze namísto bloku potrubí zde byl vložen blok dvoucestného ventilu. Parametry tohoto ventilu byly shodné s těmi použitými při výpočtovém modelování a lze je najít spolu s parametry vedení v kapitole 6.2. Tlaková ztráta byla opět, jako v předešlém případě, stanovována pro konstantní průtok 1 l/s.

V obvodu s ideálním vzduchem byla zjištěna tlaková ztráta ve ventilu 6314 Pa, u reálného vzduchu 6323 Pa a při použití hélia 110 Pa. Z čehož plyne, že při využití hélia dochází k přibližně padesát sedmkrát nižším ztrátám ve ventilu než při proudění vzduchu. [35]

8.1.3 Propustnost ventilu

S tlakovou ztrátou ve ventilu souvisí i poměr propustnosti daného rozvaděče. Ke stanovení tohoto poměru byl využit opět stejný blok jako při stanovení tlakové ztráty ve ventilu.

S tím rozdílem, že místo zdroje objemového průtoku zde byl využit zdroj konstantního tlaku. Tento zdroj byl nastaven na hodnotu přetlaku 46 kPa. Propustnost ventilu byla stanovena z hodnoty průtoku za ventilem.

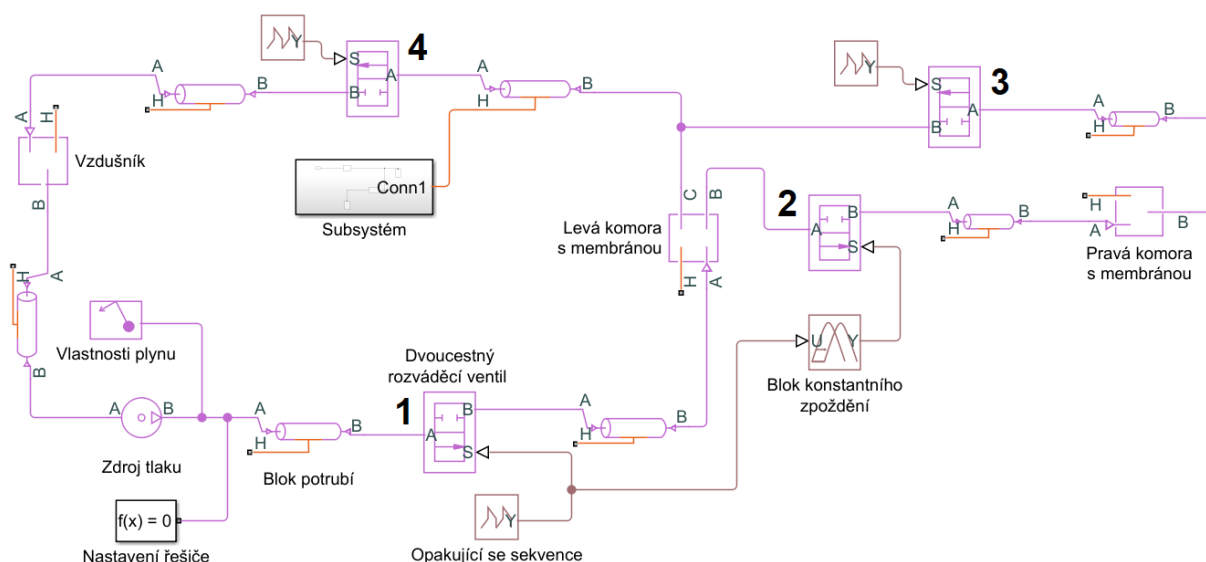
Průtok v obvodu s ideálním i reálným vzduchem měl hodnotu 0,0024 l/s a v případě hélia byl průtok v obvodu 0,0287. Což znamená, že při použití hélia má ventil přibližně dvanáctkrát větší propustnost. [35]

8.2 Výpočtové modelování přetlakového systému

Cílem výpočtového modelování přetlakového systému bylo snížení rozměrů jednotlivých komponentů. Zvážit a pokusit se ověřit, zda navržený pneumatický obvod je schopen dosáhnout požadovaných nároků a kritérií. A dále, aby toto výpočtové modelování mohlo sloužit jako základ pro další pokračování výzkumu pneumatického obvodu.

Při simulaci obvodu s héliem byl použit model ideálního plynu. Ztráty způsobené vnitřním třením byly zanedbány.

Níže je možno vidět použité blokové schéma. Jedná se o stejný obvod jako v případě výpočtového modelování obvodu se dvěma komorami s tím rozdílem, že se lišily zadané parametry jednotlivých bloků. Nastavení bloků je uvedeno v kap. 8.2.1.



Obr. 8.2 – Blokové schéma přetlakového pneumatického obvodu s héliem

8.2.1 Nastavení použitých bloků

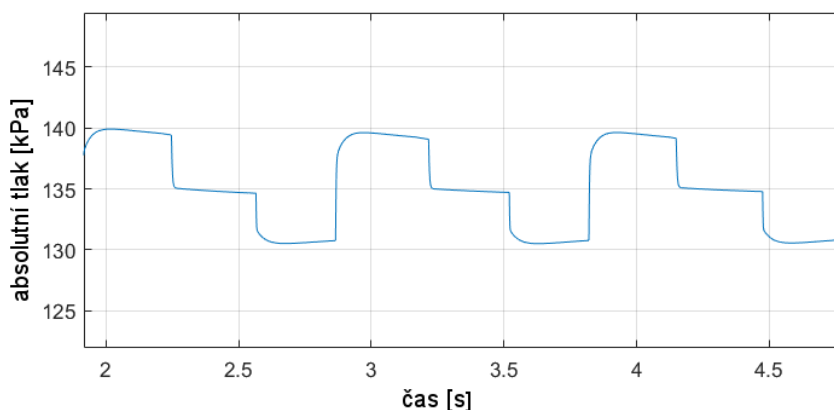
V této podkapitole jsou zmíněny pouze změny od nastavení předešlého obvodu, který byl využíván také v experimentální části práce.

Počáteční přetlak v systému byl zvolen 30 kPa. Tento přetlak lze samozřejmě dle potřeby snadno měnit.

Pracovní médium bylo hélium. Délka jednotlivých bloků vedení se pohybovala v intervalu 2 až 4 cm. Průměr vedení a portů byl zvolen 2 mm. Objem obou komor 60 ml. A výkon zdroje byl zvolen 20 kPa.

Vzdušník bylo nutno na základě výsledků chování obvodu zachovat, ale jeho objem byl snížen na hodnotu 30 ml.

Další změna spočívala v nastavení okolní teploty. Je zapotřebí také uvažovat, že by bylo navrhované objemové čerpadlo umístěno přímo v těle pacienta. Proto byla nastavena okolní teplota v subsystému na 36,5 °C.



Obr. 8.3 – Graf závislosti absolutního tlaku na čase v levé komoře přetlakového obvodu

K obr. 8.3 je nutno podotknout, že výsledný průběh tlaku bude v reálu do jisté míry odlišný, a to především z důvodu modelování zdroje tlaku.

V této fázi návrhu přetlakového systému s héliem jde spíše o ověření, zda i s minimalizací rozměrů jednotlivých komponentů bude obvod schopen pracovat dle představ.

Ovšem stále platí hlavní představa, že v ideálním případě by byl v obvodu nastaven určitý počáteční přetlak. A kompresor by sloužil ke krytí tlakových ztrát a také jako zdroj podtlaku.

8.2.2 Odhad výkonu zdroje

Hlavní výhoda systému s přetlakem spočívá v možnosti snížení potřebného výkonu kompresoru. V tomto výpočtovém modelování byl uvažován zdroj tlakové difference o hodnotě 20 kPa.



Z výsledků programu Simulink je možno také získat průběh výkonu zdroje tlaku v čase. Z tohoto průběhu byl přepočítán potřebný výkon kompresoru tak, aby odpovídal daným výsledkům.

Bylo odhadnuto, že pro případ, kdy by zdroj pracoval po celou dobu spínání ventilu 0,3 s, měl by stačit kompresor o výkonu přibližně 2 až 3 W.

V této hodnotě výkonu kompresoru je nutno zohlednit také účinnost. Byla předpokládána účinnost 50 %, což by vedlo na celkový výkon kompresoru přibližně 5 W.

Je případně možné, že pokud by se v budoucnu podařilo pneumatický obvod dokonale vyladit, bylo by možno potřebný výkon kompresoru ještě snížit. Dále v případě, že by byl vyvinut malý kompresor, u kterého by bylo dosaženo vyšší účinnosti, než je uvažovaných 50 %, mělo by to další pozitivní vliv na jeho výkon, a především redukcí rozměrů.

Snížení energetické náročnosti systému je jedním z hlavních kritérií pro totální srdeční náhradu. A přetlakový pneumatický systém by mohl být cestou k redukcí energetické náročnosti.

I pro případ, že by v budoucnu vyvstaly nároky zvýšení pracovní frekvence u pneumatického systému, byla vytvořena úvaha. Totální srdeční náhrada SynCardia pracuje s konstantní frekvencí 125 pulzů za minutu. Pro navrhovaný systém to představuje spínací frekvenci 0,16 s. V tomto případě by výkon kompresoru musel být přibližně 7 až 8 W. Ovšem v obou případech by další vývoj a výzkum mohl mít za výsledek snížení odhadovaného výkonu.

8.3 Rozmístění komponentů umělé srdeční náhrady

Cílem bylo odhadnout, jakých rozměrů by mohla v ideálním případě umělá srdeční komora dosahovat. Předlohou byla totální srdeční náhrada CARMAT. Jejíž objem činí přibližně 750 ml a její hmotnost činí 800 g, je přibližně třikrát těžší než lidské srdce. Dále z výsledků studie byla tato náhrada vhodná pouze pro 14 % pacientů ženského pohlaví z důvodu nedostatku místa v dutině hrudní. [17]

Je tedy snaha docílit minimalizace rozměrů a hmotnosti mechanické srdeční náhrady. Tato část práce se snaží odhadnout, zda by bylo v budoucno možno dosáhnout nižších rozměrů a hmotnosti s navrhovaných objemovým čerpadlem.

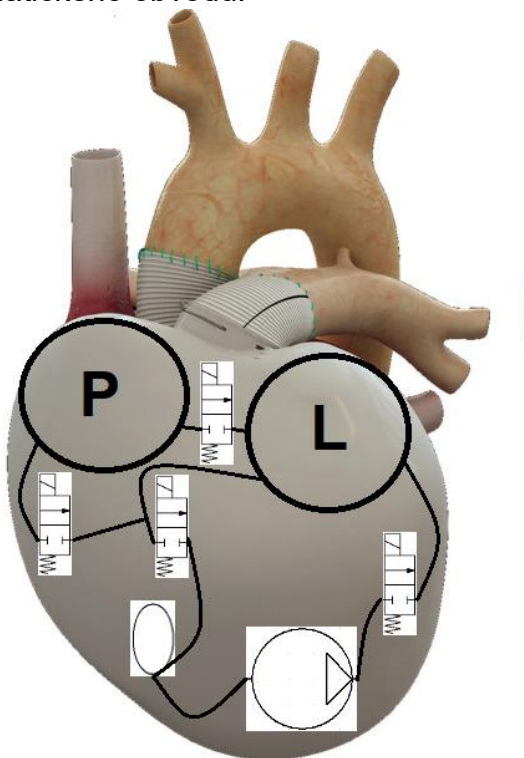
Výhodou oproti zmíněné srdeční náhradě je, že objemové čerpadlo pro svoji funkci nepotřebuje dva hydromotory, ale pouze jeden činný prvek systému – kompresor. Dále je zde místo hydrogelu využíván stlačený plyn. Obě tyto charakteristiky pneumatického systému by mohly vést ke značné redukcí hmotnosti a případně i velikosti samotné srdeční náhrady.

V případě, že by bylo rozhodnuto o použití konstantního počtu cyklů pneumatického mechanismu, jako je to i v případě náhrady SynCardia. Tato srdeční náhrada pracuje na základě předpokladu, že jestliže se zvýší fyzická aktivita, zvýší se i žilní návrat, a v tom případě bude srdeční náhrada pumpovat do těla pouze o něco větší objem krve na jeden cyklus. [27]

Vyvstala by další možnost úspory využitého objemu náhrady. Z důvodu nepoužití elektronických senzorů monitorujících aktuální fyzickou námahu a regulujících aktuální potřebné čerpané množství krve.

8.3.1 Náskres umělé srdeční náhrady

Předlohou možného rozmístění jednotlivých komponentů byl dvourozměrný náskres srdeční náhrady CARMAT. [18] Níže na obrázku je možno vidět pouze orientační rozmístění prvků pneumatického obvodu.



Obr. 8.4 – 2D návrh možného rozmístění pneumatických prvků v srdeční náhradě

Vnitřní objem navržených pracovních komor je 70 ml. Vzdušník plní také funkci tlumení tlakových pulzací a jeho objem je prozatím uvažován 30 ml. Rozměry vedení jsou vzhledem k celku zanedbatelné. Průměr hadiček byl zvolen 2 mm.

Ovšem co však bude zaujímat určitý prostor, bude zdroj tlaku. V přechodí kapitole bylo odhadnuto, že pro přetlakový pneumatický systém by měl být zdroj o dostatečném výkonu.

V rámci experimentální části práce byl využit pístový kompresor od výkonu dvacet wattů. Jeho objem byl dle rozměrů od výrobce [24] odhadnut na hodnotu zhruba 250 cm³ včetně elektrického motoru. Za předpokladu, že by díky přetlakovému systému bylo možno použít zdroj o pětinovém výkonu a dále faktu, že pořizovací cena použitého kompresoru je v desítkách eur. S dalším vývojem by se mohlo podařit snížit rozměry potřebného zdroje poměrně razantně. A v ideálním případě by takový zdroj mohl zabírat prostor přibližně 100 ml.



V budoucnu bude také třeba vzít do úvahy potřebný prostor pro elektromagnetické ventily, zdroj jejich napájení a také jejich řízení.

8.3.2 Futuristický pohled na pneumatickou srdeční náhradu

V případě, že by došlo k potvrzení, že navržený přetlakový pneumatický systém může bezporuchově pracovat a k jeho následnému celkovému vyladění týkajícího se především jeho energetické náročnosti.

Mohl by další vývoj případně vést cestou integrace zdroje energie přímo do srdeční náhrady, např. baterii. Výhoda umístění baterie by tkvěla v nezávislosti na externí baterii, kterou je nutno s sebou všude brát a je nedílnou součástí obou uvedených totálních srdečních náhrad v rešeršní části práce.

Tato konfigurace by umožňovala pacientovi větší nezávislost a zvýšení kvality života se srdeční náhradou. V ideálním případě na celý den. Z těla pacienta by vedl pouze přípojný kabel, přes který by se v průběhu noci srdeční náhrada znovu napojila na externí zdroj a dosáhla opět své plné kapacity.

Tato možnost by ovšem vyvstala teprve tehdy, pokud by byly minimalizovány energetické nároky náhrady a možnosti umístění baterie vzhledem k rozměrům umělého srdce.

Závěrem je třeba podotknout, že se pouze jedná o futuristický koncept, který třeba ani v budoucnu nebude proveditelný. Ale může také představovat jednu z možných cest, kam by další vývoj nových mechanických náhrad srdce mohl vést. Samozřejmě bude nutno vzít do úvahy všechny výhody a nevýhody, které by vyvstaly při realizaci této myšlenky.

8.3.3 Shrnutí přetlakového pneumatického systému

Cílem přetlakového pneumatického systému je možnost zmenšení rozměrů a hmotnosti jednotlivých komponentů. Jako pracovní médium bylo zvoleno hélium.

Volený přetlak, odhad výkonu zdroje, rozmístění jednotlivých komponentů, odhad zabírajícího prostoru komponentů, vhodnost uspořádání systému apod, to vše představuje spíše odhady na základě výsledků výpočtového modelování. Tyto výsledky bude třeba v dalších fázích vývoje objemového čerpadla ještě ověřit především prostřednictvím experimentálního ověření.

Celý přetlakový systém bude třeba v budoucnu ještě doladit. Problém by mohl nastat například s těsností jednotlivých komponentů. Ale vzhledem k jednoduchosti a nenáročnosti na jednotlivé součásti to snad nebude zásadní problém.

Závěrem bylo odhadnuto, že by finální provedení objemového čerpadla mohlo být použito jako totální srdeční náhrada. Avšak bude zapotřebí dalšího výzkumu a vývoje.



Velkou výhodou je možnost prostorového tvarování komor, ty mohou mít vzhledem k pracovnímu médiu libovolně potřebný tvar. Stejně tak i membrána může vyplňovat libovolný tvar a objem. Mohou být tedy uzpůsobeny co nejlepšimu využití prostoru a čerpacím schopnostem. To by mohlo do budoucna přinést úsporu potřebného místa v srdeční náhradě. Obrázek 8.4 představuje spíše předběžnou představu o možném uložení. Vše bude záležet na dalším vývoji.

V této kapitole šlo o to, vyzkoušet v simulaci, zda případné zmenšení celého mechanismu je vůbec možné. Především se jednalo o vzdušník, hadičky apod.

Předběžně odhadovaný objem obou komor a zdroje tlaku byl v této kapitole odhadnut na přibližně 250 ml. To znamená, že pokud bude možné zbylé komponenty mechanismu umístit do náhrady, která bude zabírat celkový objem menší než 750 ml, bude se jednat o určitý progres v porovnání s mechanickou srdeční náhradou CAR-MAT TAH.

K tomu, aby bylo možné umístění celého pneumatického obvodu v srdeční náhradě, je potřeba zaručit bezporuchový provoz po danou dobu provozu, např. pěti a více let.

ZÁVĚR

Rešeršní část diplomové práce si kladla za cíl vypracovat ucelené poznatky o anatomii a fyziologii kardiovaskulárního systému u člověka, mechanických srdečních náhradách a základních vlastnostech pneumatických mechanismů.

Hlavním cílem bylo navrhnout, realizovat a experimentálně ověřit pneumatické objemové čerpadlo, které by mohlo sloužit jako první krok v dalším výzkumu a vývoji nového konceptu umělého srdce.

Nejprve bylo pracováno na návrhu pneumatického obvodu, jeho matematickém modelování a experimentálním ověření. Návrh probíhal kombinací výpočtového modelování v programu Simulink a ověření výsledků reálného obvodu v laboratoři.

Bylo hledáno odlišné řešení oproti současné mechanické srdeční náhradě SynCardia. Rozdíly mezi navrženým konceptem objemového čerpadla v této práci a dočasné srdeční náhradě SynCardia spočívají především v odlišném provedení pneumatického obvodu a návrhu použitých membrán, u kterých by nemělo docházet k elastické deformaci. Dále je v práci uveden návrh na pneumatický přetlakový systém využívající hélium jako pracovní médium. U takového provedení by kompresor v ideálním případě sloužil pouze ke krytí tlakových ztrát a jako zdroj podtlaku nutného ke sfouknutí membrán v pracovních komorách. Tento systém je v práci uveden jako možná cesta vedoucí ke zmenšení celkových rozměrů a hmotnosti celého systému.

Navržené objemové čerpadlo bylo reálně vyrobeno a vyzkoušeno v laboratoři. Byly naměřeny a vyhodnoceny tlakové průběhy u jednokomorového i dvoukomorového systému. Dále byly naměřeny charakteristiky obou pracovních komor reprezentující levou i pravou komoru srdeční.

Z naměřených charakteristik vyplývá, že byly splněny základní parametry, které byly stanoveny z klidového pracovního režimu lidského srdce. Jednalo se o průtok přibližně 5 l/min a dodaný tlak čerpané kapaliny. U levé komory reprezentující tělní oběh měl být splněn tlak přibližně 16 kPa a u pravé komory představující plicní oběh přibližně 3,4 kPa.

V rešeršní studii je zmíněna totální srdeční náhrada CARMAT TAH, tato srdeční náhrada je větší a přibližně třikrát těžší než biologické srdce. A byla také zjištěna vhodnost pro 86 % mužů, ale pouze pro 14 % žen účastnících se výzkumu, a to z důvodu nedostatku místa v hrudním koši. [17] Nejen z tohoto důvodu se práce v poslední kapitole zabývá možnostmi zmenšení celého pneumatického mechanismu a úspory celkové hmotnosti. Byl tedy vytvořen přetlakový koncept pneumatického obvodu využívající hélium. V programu Simulink byla vytvořena také simulace tohoto systému. A bylo zjištěno, že využitím hélia místo stlačeného vzduchu by došlo ke snížení tlakových ztrát způsobených třením přibližně o 90 %.

I nadále je třeba dbát na to, aby při dalším vývoji navrženého objemového čerpadla byl brán v potaz také jeho hemolytický výkon. Protože jedním z hlavních důvodů rozpadu erytrocytů je vliv vzniku nefyziologického smykového napětí, kterým vzniká mechanické poškození červených krvinek. Toto napětí je generováno použitím krevních čerpadel. Proto je nutné navrhovat srdeční náhrady s nízkým hemolytickým výkonem. [9]



Další vývoj navrženého objemového čerpadla nemusí být nutně zaměřen pouze jako totální umělá náhrada srdce. Ale může být také využito například pro mimotělní oběh během operace nebo při dialýze. V takovémto případě by nebylo potřeba razantně zmenšovat rozměry a případně by i mohl pneumatický obvod využívat okolní vzduch jako pracovní médium.

Ovšem pokud bude rozhodnuto pokračovat ve snaze vyvinout totální srdeční náhradu, bylo v práci doporučeno upravit periodu cyklu ze současných 0,9 s na přibližně 0,7 s. Dále upravit hydraulický obvod, aby nedocházelo k tlakovým pulzacím od sloupce čerpané kapaliny v pružných hadicích. Pokusit se otestovat také přetlakový systém s héliem, snížit tím rozměry objemového čerpadla a potvrdit funkčnost navrženého konceptu.

Navržené objemové čerpadlo by mohlo klidně do budoucna pracovat s konstantní hodnotou periody, protože v případě vyšší zátěže se zvýší také žilní návrat a čerpadlo bude tak pumpovat větší objem z obou komor. Může být nastavena například hodnota 125 cyklů za minutu, jako je tomu u mechanické náhrady SynCardia. [27]

V ideálním případě by mělo být dosaženo tlakového průběhu v komorách dle obr. 2.4 – což odpovídá tlakovému průběhu v levé srdeční komoře. Tohoto průběhu by mohlo být docíleno za pomoci využití umělých chlopní, nebo případně rychlosti plnění membrány tlakovým plynem. Jednalo by se tedy o úpravu použitých pneumatických ventilů, případně jejich časování.

Výhoda navrženého konceptu také spočívá v tom, že tvar komor může být upraven dle potřeby dalšího výzkumu, protože plyn, a tedy i membrána může vyplnit jakýkoli tvar. Což může být považováno za jistou výhodu v případě úpravy geometrie komory z důvodu např. jejího uložení v náhradě nebo redukci zavírání krve v komoře. Membrána by tedy měla být dostatečně velká, aby vyplnila celý prostor pracovní komory, aniž by došlo k její elastické deformaci.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PÁČ, Libor. Anatomie člověka II: splachnologie, kardiovaskulární systém, žlázy s vnitřní sekrecí. Brno: Masarykova univerzita, 2012. ISBN 978-80-210-4291-9.
- [2] ČIHÁK, Radomír, DRUGA, Rastislav a Miloš GRIM, ed. *Anatomie*. 2., upr. a dopl. vyd. Praha: Grada, 2004. ISBN 978-80-247-1132-4.
- [3] KITTNAR, Otomar. *Lékařská fyziologie*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3068-4.
- [4] HALL, John E. a Arthur C. GUYTON. *Guyton and Hall textbook of medical physiology*. 12th ed. Philadelphia, Pa.: Saunders/Elsevier, c2011. ISBN 978-1-4160-4574-8.
- [5] Krevní oběh. *Kardiochirurgie.cz* [online]. [cit. 2019-09-06]. Dostupné z: <https://www.kardiochirurgie.cz/krevni-obeh>
- [6] TROJAN, Stanislav. *Lékařská fyziologie*. Vyd. 4., přeprac. a dopl. Praha: Grada, 2003. ISBN 80-247-0512-5.
- [7] SILBERNAGL, Stefan a Agamemnon DESPOPOULOS. *Atlas fyziologie člověka: překlad 8. německého vydání*. 4. české vydání. Praha: Grada Publishing, 2016. ISBN 978-80-247-4271-7.
- [8] GANONG, William F. *Přehled lékařské fyziologie: dvacáté vydání*. Praha: Galén, c2005. ISBN 80-726-2311-7.
- [9] DAISUKE, Sakota, Sakamoto RYUKI, Sobajima HIDEO, Yokoyama NAOYUKI, Waguri SATOSHI, Ohuchi KATSUHIRO a Takatani SETSUO. *Mechanical Damage of Red Blood Cells by Rotary Blood Pumps: Selective Destruction of Aged Red Blood Cells and Subhemolytic Trauma* [online]. 2008, , 785-791 [cit. 2019-09-12]. Dostupné z: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1111/j.1525-1594.2008.00631.x>
- [10] ZBAVITEL, J. Řešení nestacionárního pohybu tělesa v proudící kapalině. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 53 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Simona Fialová, PhD.
- [11] MATĚJOVSKÁ, Iveta. *ZÁKLADY PATOLOGICKÉ FYZIOLOGIE* [online]. Univerzita Karlova, Praha, 1-26 [cit. 2019-09-16]. Dostupné z: <https://fl.lf3.cuni.cz/studijni/Studijn%C3%AD%20programy/Opory%20oboru%20Ve%C5%99ejn%C3%A9%20zdravotnictv%C3%AD%20-%20kombinovan%C3%A1%20forma%20studia/2.%20ro%C4%8Dn%C3%ADk/Patologicka%20fyziologie.pdf>
- [12] *World Health Organization: Cardiovascular diseases* [online]. 2017 [cit. 2019-09-16]. Dostupné z: [https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/cardiovascular-diseases-\(cvds\)](https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/cardiovascular-diseases-(cvds))



- [13] KETTNER, Jiří. Mechanické srdeční podpory a náhrady. *Kardiologické fórum* [online]. 2015, 28-32 [cit. 2019-09-12]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/profile/Jiri_Kettner/publication/268246683_Mechanicke_srdecni_podpory_a_nahrady/links/54bce7f00cf24e50e940b6e1.pdf
- [14] MANĎÁK, Jiří. *Intraaortální balonková kontrapulzace*. Praha: Grada, 2006. ISBN 80-247-0734-9.
- [15] *Thomas Jefferson University Hospitals: Types of VADs* [online]. Philadelphia, 2019 [cit. 2019-09-13]. Dostupné z: <https://hospitals.jefferson.edu/tests-and-treatments/ventricular-assist-devices/types.html>
- [16] 15 LET MECHANICKÝCH SRDEČNÍCH PODPOR. In: *Institut klinické a experimentální medicíny* [online]. 2017, 4.4.2017 [cit. 2019-09-16]. Dostupné z: <https://www.ikem.cz/cs/15-let-mechanickych-srdecnich-podpor-v-ikem/a-3256/>
- [17] MOHACSI, Paul a Pascal LEPRINCE. The CARMAT total artificial heart. *European Journal of Cardio-Thoracic Surgery* [online]. 2014, 933-934 [cit. 2019-09-16]. Dostupné z: <https://academic.oup.com/ejcts/article/46/6/933/2755263#74993238>
- [18] First clinical use of a bioprosthetic total artificial heart: report of two cases. In: *THE LANCET* [online]. [cit. 2019-09-17]. Dostupné z: [https://www.thelancet.com/journals/lancet/article/PIIS0140-6736\(15\)60511-6/fulltext](https://www.thelancet.com/journals/lancet/article/PIIS0140-6736(15)60511-6/fulltext)
- [19] THE SYSTEM COMPRISES THREE PARTS. In: CARMAT [online]. 2017 [cit. 2019-09-16]. Dostupné z: <https://www.carmatsa.com/en/our-product/>
- [20] ASSAF, Shapira, Nadav NOOR, Reuven EDRI, Idan GAL a Lior WERTHEIM. 3D Printing of Personalized Thick and Perfusable Cardiac Patches and Hearts. *Advanced Science* [online]. 2019, 6(11) [cit. 2019-12-10]. Dostupné z: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/advs.201900344>
- [21] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanizmy*. Dot. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 1998. ISBN 80-707-8306-0.
- [22] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. *Technika stlačeného vzduchu*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-010-1947-0.
- [23] NEVRLÝ, Josef. *Modelování pneumatických systémů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-720-4300-5.
- [24] NUOLIN. In: *AliExpress* [online]. [cit. 2020-02-29]. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/33015429304.html?spm=a2g0o.detail.1000023.1.62ba6a07b09Kiy>
- [25] *Series VC, Direct Operated 2 Port Solenoid Valve for Air* [online]. In: SMC Corporation, 2000 [cit. 2020-02-23]. Dostupné z: https://content2.smctech.com/pdf/VCA-A_EU.pdf
- [26] USB-6216, Multifunction I/O Device. In: National Instruments [online]. [cit. 2020-02-29]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz/support/model.usb-6216.html>
- [27] How Does the SynCardia Total Artificial Heart Work? In: *SynCardia* [online]. [cit. 2020-03-15]. Dostupné z: <https://syncardia.com/patients/patient-resources/how-does-the-total-artificial-heart-work/>



- [28] HUDEC, Martin, technický pracovník, Odbor fluidního inženýrství Viktora Kaplana VUT, Fakulta strojního inženýrství [konzultace]. [cit.2020-06-12]
- [29] Physical Modeling. *MathWorks* [online]. [cit. 2020-03-01]. Dostupné z: <https://uk.mathworks.com/help/physmod/simscape/physical-modeling.html>
- [30] *Direct Operated 2 Port Solenoid Valve* [online]. SMC Corporation, s. 1-54 [cit. 2020-03-07]. Dostupné z: https://content2.smccetech.com/pdf/VX21-22-23-D_EU.pdf
- [31] *VDI heat atlas*. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 35-407-7876-4.
- [32] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [33] KOPČÁK, Jaromír. *Modelování pneumatických systémů pomocí Matlab-Simulink Simscape*. Ostrava, 2013. Diplomová práce. Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. Lukáš Dvořák Ph.D.
- [34] DMP 331: Průmyslový snímač tlaku pro nízké tlaky. *BD SENSORS* [online]. [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: https://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjK-_fi_npAhVLLewKHT_tAD8QFjABegQIA-hAB&url=https%3A%2F%2Fwww.bdsensors.cz%2Ffileadmin%2Fuser_upload%2FDownload%2Fkat_listy_datasheets%2FDMP331_CS.pdf&usg=AOvVaw14Ji68pvxG_Qp8XqN9agE9
- [35] DVOŘÁK, Lukáš, tajemník a odborný asistent, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení VŠB, Fakulta strojní [elektronická komunikace]. 3.4.2020. [cit. 2020-04-05].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Rozměr	Název veličiny
A	m^2	průtočný průřez
C	$m^4 \cdot s \cdot kg^{-1}$	pneumatický vodivost
C_v	$m^3 \cdot h^{-1}$	průtokový součinitel
D	$N \cdot m^{-5}$	odpor proti deformaci
d	m	průměr
g	$m \cdot s^{-2}$	gravitační zrychlení
H	$N \cdot m^{-5} \cdot s^2$	odpor proti zrychlení
h	m	geodetická výška
k	$N \cdot m^{-1}$	tuhost
l	m	délka
l_{ekv}	m	ekvivalentní délka
m	kg	hmotnost
Nu	-	Nusseltovo číslo
p	Pa	tlak
Δp	Pa	tlaková difference
Q	$m^3 \cdot s^{-1}$	průtok
q	J	teplo
R	$Pa \cdot l^{-1} \cdot s$	periferní odpor
r	m	poloměr
r_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná plyn. konstanta
R_R	$N \cdot m^{-8} \cdot s^2$	odpor proti pohybu
Re	-	Reynoldsovo číslo
T	K	absolutní teplota
U_B	-	nejistota typu B
V	m^3	objem
v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost
W	J	práce
w_s	$m \cdot s^{-1}$	střední rychlost
x	m	deformace



α	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$	souč. přestupu tepla
β	-	krit. tlakový poměr
η	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$	dynamická viskozita
χ	-	Poissonova konstanta
λ	-	třecí součinitel
ν	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	kinematická viskozita
ξ	-	souč. místního odporu
ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^3$	hustota
ψ	-	výtokový součinitel

Zkratka

EKG

IKEM

OFIVK

WHO

Význam

Elektrokardiogram

Institut Klinické a Exp. Medicíny

Odbor fluidního inž. V. Kaplana

Světová zdravotnická organizace



SEZNAM PŘÍLOH

- [1] Jednokomorovy_system_vzduch
- [2] Dvoukomorovy_system_vzduch
- [3] Pretlakovy_system_helium
- [4] Tlaková_ztrata_ventil
- [5] Propustnost_ventil
- [6] Tlaková_ztrata_hadice