

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Studijní program: N0715A270017 – Konstruování strojů  
a technických zařízení**

**Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Návrh zkušebního zařízení pro testování komponent napojených  
na chladicí okruh motoru vozidla**

**Autor: Bc. Michal STUDENÝ**

**Vedoucí práce: Doc. Ing. Václav VANĚK, Ph.D.**

**Akademický rok 2021/2022**

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal STUDENÝ**  
Osobní číslo: **S19N0072K**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Specializace: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**  
Téma práce: **Návrh zkušebního zařízení pro testování komponent napojených na chladicí okruh motoru vozidla.**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je provedení konstrukčního návrhu zkušebního zařízení pro testování automobilových komponent, které jsou napojené na chladicí okruh motoru. Provedení specifikace požadavků s ohledem na správnou funkčnost zařízení. Konstrukční návrh systému by měl obsahovat rozbor technických možností jednotlivých řešení a splňovat požadavky na technické a bezpečnostní parametry specifikovaných vlastností. U výsledného řešení provést jeho komplexní zhodnocení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Specifikace na základě požadavků na zařízení.
2. Návrh jednotlivých částí zařízení.
3. Identifikace kritických komponent z pohledu namáhání a bezpečnosti a jejich analýza s provedením příslušných výpočtů.
4. Stanovení požadavků na řídicí systém.
5. Vypracování technické dokumentace.

Konzultantem je Michal Prokop z firmy Robert Bosch spol. s r.o., České Budějovice.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3  
[2] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KUBEC KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.  
[3] VAŘURA, J., *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1987.  
Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václav Vaněk, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2021**  
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2022**

L.S.

---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan

---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu Doc. Ing. Václavu Vaňkovi, Ph.D. za odborné vedení a poskytnutí cenných rad při psaní diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Michalu Prokopovi za konzultace a přínosné informace, které mi během vypracovávání mé práce poskytnul.

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Studený	<b>Jméno</b> Michal	
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	N0715A270017 - Konstruování strojů a technických zařízení		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Vaněk, Ph.D.	<b>Jméno</b> Václav	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b><del>BAKALÁŘSKÁ</del></b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh zkušebního zařízení pro testování komponent napojených na chladicí okruh motoru vozidla		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	94	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	79	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	15
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS</b> <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL</b> <b>POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Diplomová práce obsahuje návrh zařízení na testování automobilových komponent. Zaměřuje se na řešení důležitých prvků zařízení a výběru jejich vhodných variant. Proveden je také návrh a výpočet tlakové nádoby, který je následně ověřen pevnostní analýzou v CAD.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	testování v automobilovém průmyslu, testovací zařízení, čerpadlo, řízení tlaku, měření průtoku, tlaková nádoba, CAD pevnostní analýza (FEM), hydraulický okruh, mechanika tekutin, izolace potrubí

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Studený	Name Michal	
<b>STUDY PROGRAMME</b>	N0715A270017 - Design engineering of machines and technical devices		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Vaněk, Ph.D.	Name Václav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of test equipment for testing components connected to the cooling circuit of the vehicle engine		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	94	<b>TEXT PART</b>	79	<b>GRAPHICAL PART</b>	15
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The diploma thesis contains a design of a device for testing automotive components. It focuses on the solution of important elements of the equipment and the selection of their suitable variants. The design and calculation of the pressure vessel is also performed, which is then verified by strength analysis in CAD.
<b>KEY WORDS</b>	automotive testing, test equipment, pump, pressure control, flow measurement, pressure vessel, CAD strength analysis (FEM), hydraulic circuit, fluid mechanics, pipe insulation

## Obsah

Přehled použitých zkratk, symbolů a jednotek.....	1
Seznam obrázků .....	5
Seznam tabulek .....	6
1 Úvod.....	7
1.1 Fyzikální podstata teplotních zkoušek.....	7
2 Specifikace požadavků na zařízení .....	9
3 Obecný návrh zařízení.....	10
3.1 Testovací médium.....	11
4 Hydraulický okruh.....	12
4.1 Čerpadlo.....	17
4.1.1 Hydrodynamická čerpadla a jejich rozdělení .....	17
4.1.2 Hydrostatická čerpadla a jejich rozdělení .....	17
4.1.3 Varianty zvoleného čerpadla.....	18
4.1.4 Výběr čerpadla .....	22
4.2 Pohon čerpadla .....	22
4.3 Průtokoměr .....	26
4.3.1 Varianty zvoleného průtokoměru.....	26
4.3.2 Výběr průtokoměru .....	28
4.4 Regulace tlaku .....	29
4.4.1 Výběr regulátoru zpětného tlaku.....	30
4.5 Izolace potrubí .....	32
4.5.1 Požadované vlastnosti izolace.....	32
4.5.2 Materiály izolací.....	32
4.5.3 Teorie výpočtu tepelné ztráty a ochlazení protékajícího média v potrubí .....	33
4.5.4 Návrh a výpočet izolace potrubí.....	35
5 Nádrž .....	39
5.1 Teorie navrhování tenkostěnných tlakových nádob .....	39
5.1.1 Faktory ovlivňující navrhování TN.....	40
5.1.2 Konstrukce tenkostěnných nádob namáhaných vnitřním tlakem.....	43
5.2 Návrh tlakové nádoby.....	47
5.2.1 Materiál .....	48
5.2.2 Vnitřní rozměry .....	49
5.2.3 Tloušťka pláště, dna a víka.....	50
5.2.4 Kontrola otvorů a osazení hrdly .....	51



5.2.5	Kontrola a zkoušení tlakové nádoby .....	56
5.2.6	Příruba .....	58
5.2.7	Ověření pevnosti TN statickou analýzou v CAD.....	69
6	Stanovení požadavků na řídicí systém .....	73
7	Výsledné řešení .....	74
8	Závěr.....	76
	Seznam použitých zdrojů .....	77
	Seznam použitého SW .....	79
	Seznam příloh.....	79

## Přehled použitých zkratk, symbolů a jednotek

TTE	Thermal Testing Equipment	Zařízení na termální testování
TN	Tlaková nádoba	
BPR	Back-pressure regulator	Regulátor zpětného tlaku
ČSN	Chráněné označení pro české technické normy	
EN	Evropská norma	
ČSN EN	Evropská norma převzatá do národního systému norem ČR	
CAD	Computer-aided design	Počítačem podporované projektování
FEM	Finite element method	Metoda konečných prvků
$P$	Příkon	[W]
$Q, Q_v$	Průtok (objemový)	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] / [\text{l} \cdot \text{h}^{-1}]$
$\eta_m$	Celková účinnost motoru	[-]
$\Delta p_z$	Tlaková ztráta	[Pa]
$\lambda$	Ztrátový součinitel	[-]
$l$	Délka potrubí	[m]
$d_{vn}$	Vnitřní průměr potrubí	[m]
$v$	Rychlost proudící kapaliny	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\rho$	Hustota média	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$Re$	Reynoldsovo číslo	[-]
$\nu$	Kinematická viskozita	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$
$\eta$	Dynamická viskozita	$[\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}]$
$p$	Pracovní tlak systému/výpočtový tlak	[MPa]
$Q_{ztr}$	Teplotní ztráta	[W]
$k$	Součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$t_1, t_{in}$	Teplota proudícího média	[°C]
$t_2, t_{out}$	Teplota v okolí potrubí	[°C].
$d_t$	Vnější průměr trubky a zároveň vnitřní průměr izolace	
$\alpha_i$	Součinitel přestupu tepla mezi médiem proudícím v potrubí a vnitřním povrchem trubky	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\alpha_o$	Součinitel přestupu tepla mezi vnějším povrchem potrubí (izolace) a okolním vzduchem	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\lambda_t$	Součinitel tepelné vodivosti trubky	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

$\lambda_{iz}$	Součinitel tepelné vodivosti izolace	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
$s_t$	Tloušťka stěny trubky	[mm]
$D$	Vnější průměr izolace	[mm]
$m$	Průtok (hmotnostní)	$[kg \cdot h^{-1}]$
$c$	Měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$\Delta T$	Rozdíl teplot	[°C]
$f_d$	Dovolené napětí	[MPa]
$R_{p1,0}$	Mez kluzu	[MPa]
$k_T$	Teplotní koeficient	[–]
$R_{p1,0/T}$	Mez kluzu vynásobená tepl. koeficientem	[MPa]
$D_i, D_0$	Vnitřní průměr pláště TN	[mm]
$D_e$	Vnější průměr pláště TN	[mm]
$D_r$	Vzdálenost uchycení dna/víka TN	[mm]
$D_2$	Průměr roztečné kružnice	[mm]
$C_p$	Koef. druhu (přípevnění) rovného dna/víka TN	[–]
$h_i$	Vnitřní výška TN	[mm]
$r_i$	Vnitřní poloměr pláště TN	[mm]
$R_{p1,0}$	Mez kluzu	[MPa]
$z$	koeficient svaru	[–]
$e_s, e_{as}$	Tloušťka stěny pláště TN	[mm]
$e_r$	Tloušťka stěny víka/dna TN	[mm]
$e_d$	Tloušťka stěny dna TN	[mm]
$e_v$	Tloušťka stěny víka TN	[mm]
$V_p$	Požadovaný objem TN	[l]
$V_{vyp}$	Vypočítaný objem TN	[l]
$\delta_m$	Přídavek materiálu na možné zeslabení při výrobě	[mm]
$e_{ap}$	Výška hrdla	[mm]
$d_i$	Vnitřní průměr hrdla	[mm]
$d_o$	Vnější průměr hrdla	[mm]
$L_p$	Tloušťka stěny hrdla	[mm]
$L_s$	Vzdálenost ovlivněná hrdlem	[mm]

$A_p, A_{fs}, A_{fp}, A_{fb}$	Obsahy ploch hrdla	[mm <sup>2</sup> ]
$P_{rozteč}$	Rozteč středů hrdel	[mm]
$W$	Vzdálenost otvoru od hrany dna	[mm]
$W_{min}$	Min. (dovolená) vzdálenost otvoru od hrany dna	[mm]
$h$	Vzdálenost středu otvoru od okraje dna	[mm]
$Y_1, Y_2$	Koeficienty pro přepočítání tloušťky dna/víka	[-]
$p_t$	Zkušební přetlak	[MPa]
$f_{d20}$	Dovolené napětí při výpočtové teplotě 20 °C	[MPa]
$f_{dT}$	Dovolené napětí při výpočtové teplotě	[MPa]
$p_s$	Max. dovolený vnitřní tlak v TN	[MPa]
$t$	Výpočtová teplota (částí přírubového spoje)	[°C]
$\sigma$	Dov. namáhání příruby pro provozní podm.	[MPa]
$\sigma_z$	Dov. namáhání příruby pro tlak. zkoušku	[MPa]
$\sigma_s$	Dov. namáhání šroubů pro provozní podm.	[MPa]
$\sigma_{sz}$	Dov. namáhání šroubů pro tlak. zkoušku	[MPa]
$n_T$	Souč. bezp. k mezi kluzu za provozu	[MPa]
$n_T$	Souč. bezp. k mezi kluzu při montáži	[MPa]
$s_1$	Tloušťka stěny pláště TN	[mm]
$t_{sv}$	Šířka svaru	[mm]
$n$	Počet šroubů	[-]
$e$	Průměr kružnice opsané matici šroubu	[mm]
$f$	Dvojnásobek vzdálenosti osy šr. od okraje krku	[mm]
$g$	Dvojnásobek vzdálenosti osy šr. od okraje listu	[mm]
$D_1$	Vnější průměr příruby	[mm]
$F_1$	Síla od přetlaku	[kN]
$D_t$	Výpočtový průměr těsnění	[mm]
$m$	Součinitel těsnění	[-]
$q_t$	Měrný tlak na těsnění potřebný k utěsnění při montáži (usazení těsnění)	[MPa]
$b_t$	Šířka těsnění sevřená mezi těsníci plochami	[mm]
$b_v$	Výpočtová šířka těsnění	[mm]
$t_t$	Tloušťka těsnění	[mm]

$F_2$	Síla potřebná k udržení těsnosti	[kN]
$a_1, a_2$	Ramena sil	[mm]
$d_s$	Vnější průměr závitu šroubu	[mm]
$d_{s'}$	Vnější průměr závitu šroubu (pro výpočet $K$ )	[–]
$\eta_o$	Opravný souč. na rozteč otvorů pro šrouby	[–]
$K$	Součinitel průměru otvorů pro šrouby	[–]
$\alpha$	Součinitel tuhosti přírubového spoje	[–]
$C_1, C_2$	Koef. druhu příruby pro výpočet souč. tuhosti	[–]
$F_P$	Síla za provozu	[kN]
$F_{Pz}$	Síla pro udržení zkušebního přetlaku	[kN]
$F_U$	Utahovací pro dosažení těsnosti	[kN]
$F_M$	Montážní síla pro tlakovou zkoušku	[kN]
$S$	Potřebná plocha průřezů šroubů	[mm <sup>2</sup> ]
$S_1$	Plocha průřezu jádra závitu šroubu	[mm <sup>2</sup> ]
$n_{min}$	Min. počet šroubů	[–]
$M_P$	Moment za provozu	[N · m]
$M_M$	Moment při utažení šroubů pro tlak. zkoušku	[N · m]
$M$	Výpočtový moment	[N · m]
$A, B, Z$	Pomocné hodnoty	[–]
$s$	Tloušťka listu příruby	[mm]
$W_p$	Průřezový modul příruby	[mm <sup>3</sup> ]
	Součinitel dovoleného zatížení těsnění	[–]
$d_2$	Průměr stoupání závitu šroubu	[mm]
$p_{roztec}$	Rozteč závitu šroubu	[mm]
$f_z$	Koef. tření v závitech šroubu	[–]
$f_h$	Koef. tření pod hlavou šroubu	[–]
$d_h$	Průměr hlavy šroubu	[mm]
$d_H$	„Průměr“ pod hlavou šroubu	[mm]
$M_{uP}$	Utahovací moment pro provoz	[N · m]
$M_{uPz}$	Utahovací moment pro tlakovou zkoušku	[N · m]

## Seznam obrázků

Obr. 1: Rozklad polymerních řetězců [2].....	8
Obr. 2: Obecné schéma zařízení.....	10
Obr. 3: Řízení tlaku – varianta 1 .....	13
Obr. 4: Řízení tlaku – varianta 2 .....	13
Obr. 5: Řízení tlaku – varianta 3 .....	14
Obr. 6: Schéma navrženého hydraulického okruhu se vzorkem.....	16
Obr. 7: Odstředivé čerpadlo s ucpávkami [6] .....	19
Obr. 8: Bezucpávkové odstředivé čerpadlo s magnetickou spojkou [7].....	20
Obr. 9: Princip funkce zubového čerpadla [8] .....	20
Obr. 10: Bezucpávkové zubové čerpadlo s magnetickou spojkou (SG Mag Drive®) [4].....	21
Obr. 11: Princip ultrazvukového průtokoměru [13].....	26
Obr. 12: Vznik Karmánovi vírové stezky za překážkou [14] .....	27
Obr. 13: Princip měření frekvence vírů u vírových průtokoměrů: kapacitní senzor DSC s mechanickým pádlem (vlevo) ultrazvukový senzor (vpravo) [14] .....	28
Obr. 14: Průtokoměr Proline Prowider O 200 (vlevo) a jeho zařízení na měření frekvence vírů (vpravo) [15].....	29
Obr. 15: Ručně nastavitelný BPR [17].....	30
Obr. 16: Řez regulátorem (vlevo) a jeho jednotlivé součástky (vpravo) [18].....	30
Obr. 17: Equilibar BPR s elektronickou regulací (vlevo) a s manuální regulací (vpravo) [18] .....	31
Obr. 18: Řez potrubím a izolací s popisem proměnných .....	34
Obr. 19: Schéma TN s výstrojí.....	39
Obr. 20: Přídavky materiálu [23] .....	42
Obr. 21: Navařovaná deska [23] .....	44
Obr. 22: Šroubově uchycená deska [23] .....	45
Obr. 23: Koncentrace napětí v okolí otvoru tenké desky [22] .....	46
Obr. 24: Navržená TN.....	48
Obr. 25: Schéma cirkulace média v TN s popisem hrdel: (1) vstup z testovacího okruhu, (2) výstup do testovacího okruhu, (3) vstup z okruhu pro přípravu média a (4) výstup do okruhu pro přípravu média .....	49
Obr. 26: Kontrola otvorů osazených hrdly [23] .....	51
Obr. 27: Kontrola můstků hrdel [23].....	53
Obr. 28: Otvor pláště u hrany dna [23] .....	54
Obr. 29: Otvor v plochém dnu [23].....	55
Obr. 30: Otvory v plochém víku [23].....	56

Obr. 31: Plochá přivařovací příruba [26] .....	58
Obr. 32: Digram pro návrh rozměru šroubů [26] .....	60
Obr. 33: Příruba – rozměry, upraveno dle [26] .....	62
Obr. 34: Nákres navržené příruby .....	67
Obr. 35: Napětí (von Mises).....	69
Obr. 36: Detaily průběhu napětí okolo otvoru ve středu víka .....	70
Obr. 37: Posunutí (výsledné).....	70
Obr. 38: Koeficient (součinitel) bezpečnosti.....	71
Obr. 39: Momentově ovlivněné oblasti pláště TN .....	72

## Seznam tabulek

Tab. 1: Požadavky na navrhované zařízení .....	9
Tab. 2: Poměr ředění CS Antifreeze G <sup>®</sup> Cargo a odpovídající min. teplota.....	11
Tab. 3: Závislost dynamické viskozity $\eta$ [mPa·s] na teplotě $t$ [°C].....	11
Tab. 4: Závislost hustoty $\rho$ [g·cm <sup>-3</sup> ] na teplotě $t$ [°C].....	11
Tab. 5: Hodnocení variant výběru čerpadla .....	21
Tab. 6: Parametry čerpadla SG-80570 [4] .....	22
Tab. 7: Parametry motoru 63 SP/4 [11] .....	25
Tab. 8: Hodnocení variant výběru průtokoměru .....	28
Tab. 9: Koeficient provozní teploty pro austenitické ocele [24].....	40
Tab. 10: Dovolená napětí materiálů při určitých provozních teplotách [22] .....	41
Tab. 11: Mechanické vlastnosti oceli 1.4301 dle ČSN EN 10088 .....	48
Tab. 12: Koeficienty na určení výpočtové teploty příruby [26].....	58
Tab. 13: Koeficienty na určení výpočtové teploty šroubů příruby [26].....	58
Tab. 14: Součinitelé bezpečnosti šroubů [26] .....	60
Tab. 15: Hodnoty šroubů a pomocné rozměry [26] .....	61
Tab. 16: Hodnoty těsnění [26].....	63
Tab. 17: Koeficienty druhu příruby pro výpočet její tuhosti [26].....	64
Tab. 18: Součinitel dovoleného zatížení těsnění [26] .....	66

# 1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zkušebního zařízení TTE (*thermal testing equipment*) pro testování automobilových komponent napojených na chladicí okruh motoru vozidla. Konstrukční návrh systému obsahuje rozbor technických možností jednotlivých řešení a splňuje požadavky na technické a bezpečnostní parametry specifikovaných vlastností.

Začátek práce stručně popisuje fyzikální podstatu teplotního testování. Následně jsou uvedeny požadavky na zařízení od zadavatele. Poté je proveden obecný návrh zařízení a volba testovacího média. V navazujících kapitolách jsou rozpracované návrhy a varianty jednotlivých částí zařízení. U každé řešené části je vybrána nejvíce vyhovující varianta, která je dále rozvedena.

V první části práce je řešen hydraulický okruh. Druhá část se zaměřuje na návrh nádrže jako tlakové nádoby dle českých technických norem. Tlaková nádoba je zkontrolována na bezpečnost pomocí statické simulace provedené v CAD. Na závěr jsou definovány požadavky na řídicí systém zkušebního zařízení a je popsán princip fungování navrženého zařízení.

Téma této práce je zadáno firmou, která se zabývá vývojem a výrobou automobilových systémů a komponent. Důvodem požadavku na návrh TTE je potřeba otestování nového výrobku. Každý nový produkt musí být před zařazením do sériové výroby řádně otestován. Testováním se ověřuje správná funkčnost, životnost, bezpečnost atd. TTE je možné použít k provádění dlouhodobých teplotních zkoušek nebo zkoušek s teplotními šoky (teplotním cyklováním), které testují výrobek především z hlediska funkčnosti a životnosti.

## 1.1 Fyzikální podstata teplotních zkoušek

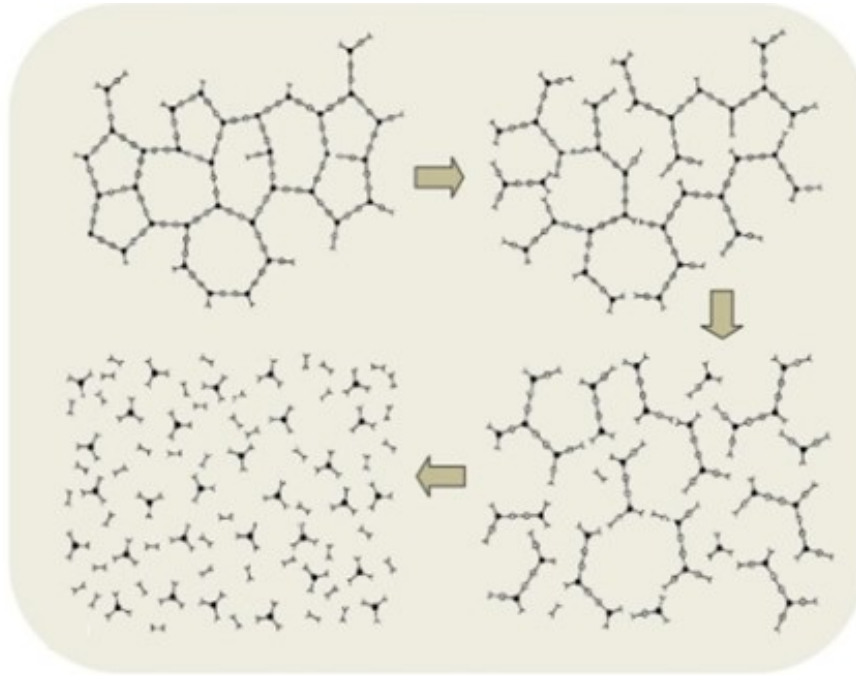
Fyzikální podstata testování na TTE spočívá v provádění dlouhodobých teplotních zkoušek a zkoušek s teplotními šoky. Teplotní zatěžování vzorků má za následek různé děje, které ovlivňují a mění vlastnosti jejich materiálů.

### Dlouhodobé teplotní zkoušky:

Při vyšších teplotách je jedním z těchto dějů urychlování stárnutí materiálu zapříčiněné dodáním určitého množství energie – v případě TTE se jedná o tepelnou energii. Testované komponenty jsou vyrobené z plastů, u kterých vlivem vysoké teploty dochází k narušování a následnému rozkládání polymerních řetězců (obr. 1). Také může docházet k oxidaci materiálu, kdy rozrušené řetězce polymeru začínají vázat kyslík. Těmito jevy dochází ke stárnutí a degradaci polymeru, to má za následek změnu mechanických vlastností (např. křehnutí) nebo to může mít také vliv na ztrátu designových požadavků (např. odbarvení). Potřebná dodaná energie ke stárnutí materiálu je daná tzv. reakční rychlostí. Znalost této veličiny je velmi důležitá v mnoha oblastech chemie, např. v chemickém inženýrství. Vliv teploty na rychlost reakce (reakční rychlosti) popisuje Arrheniova rovnice. [1]

Při nízkých teplotách může také docházet ke ztrátě mechanických vlastností určitých materiálů. Např. pryžová těsnění ztrácí své vlastnosti a již nejsou schopná plnit svou funkci. [2]





Obr. 1: Rozklad polymerních řetězců [2]

#### Zkoušky s teplotními šoky:

Teplotní šok je charakterizován přítomností velkého teplotního gradientu v materiálu. Teplotního šoku docílíme rychlou změnou teploty v krátkém časovém okamžiku. Při rychlém ochlazení vzniká v materiálu tahové napětí, při zahřívání vzniká tlakové napětí.

Zkouškou s teplotními testování se na TTE zkoumá především schopnost testovaného vzorku reagovat na namáhání vzniklé různými teplotními roztažnostmi materiálů, z nichž jsou vyrobené jeho subkomponenty. Jako příklad můžeme uvést kovový díl obstríknutý polymerem. Při změnách teplot plastová část mění svůj objem ve vyšší míře než kovová a zapříčiněním náhlého zchlazení se může plastový obstrík o kovový obstríknutý díl „rozhrnout“.

Problematiku teplotních šoků popisuje Coffin-mansonův zákon, který mimo jiné obsahuje i Coffin-mansonovu rovnici, podle které je možné vypočítat teploty a počty cyklů potřebné pro tento druh zatěžování. [2]

## 2 Specifikace požadavků na zařízení

Zařízení je schopné provádět dlouhodobé teplotní zkoušky a teplotní šokové zkoušky s chladicí kapalinou, která slouží jako testovací médium. Průtok kapaliny je řízený mezi 100 až 400 litry za hodinu. Teplotní zatěžování na TTE je možné v rozsahu od -35 °C do 115 °C.

Na TTE mohou být testovány až dva vzorky najednou a každý vzorek může být vystaven odlišnému průtoku a popřípadě i tlaku. Potrubí hydraulických okruhů, kde se nachází vzorky, má průměr DN 15 (1/2“).

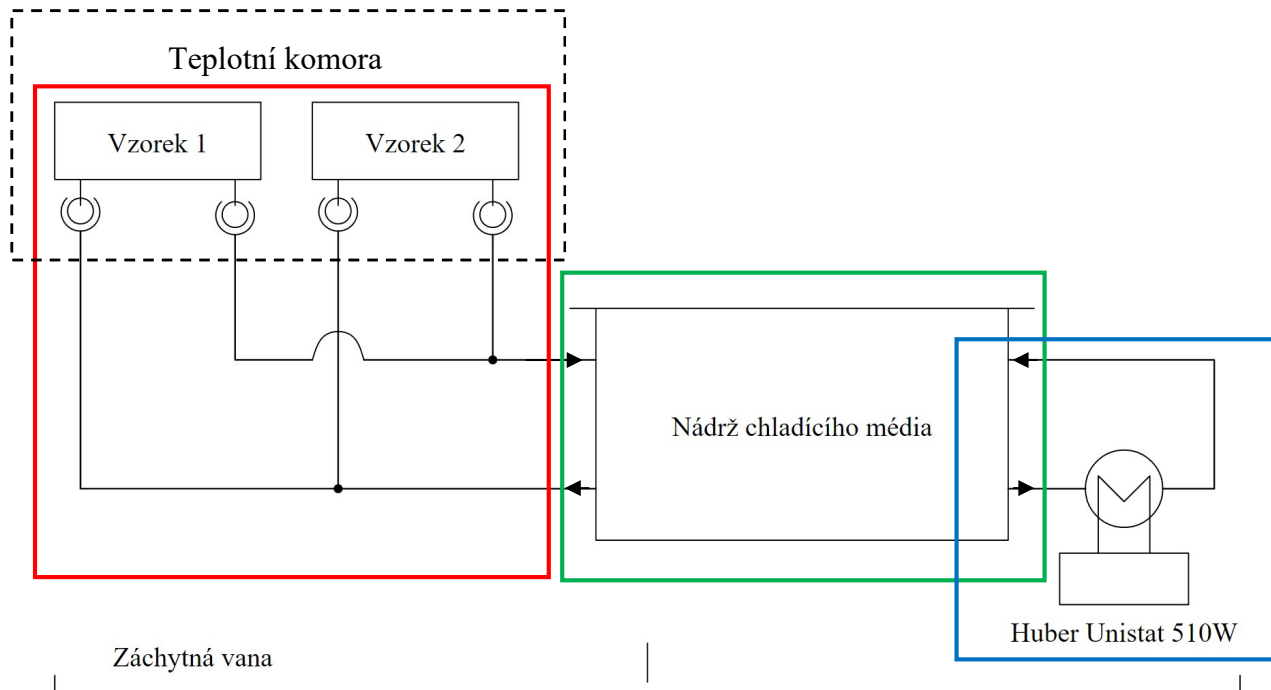
Hlavní část systému tvoří nádrž s chladicí kapalinou o objemu cca 15 litrů, ve které je udržována potřebná teplota v rozsahu -35 až 115 °C. Nádrž je vybavena rozhraním pro napouštění a vypouštění média a také odnímatelným víkem, které slouží k případné kontrole vnitřního prostoru nádoby. Rozdíl teploty média mezi nádrží a vstupem do vzorku je maximálně  $\pm 3$  °C. Kapalina je ohřívána/chlazená v okruhu s oběhovým čerpadlem, ve kterém je zapojen agregát Huber Unistat 510 W. Z nádrže je odebírána chladicí kapalina, která je následně vedena ke vzorkům. Tlak média v okruhu s testovaným vzorkem je 2 bar, maximální dovolený tlak v systému je 3 bar.

Tab. 1: Požadavky na navrhované zařízení

Testovací médium	chladicí kapalina	-
Min. průtok	100	l/h
Max. průtok	400	l/h
Min. teplota	-35	°C
Max. teplota	115	°C
Objem nádrže	15	l
Tolerance teploty (nádrž - vzorek)	3	°C
Počet vzorků	2	-
Průměr potrubí hydr. okruhů se vzorky	DN 15	-
Systémový tlak	2	bar
Max. dovolený tlak v systému	3	bar

### 3 Obecný návrh zařízení

Dle požadavků na zařízení byl vytvořen obecný návrh zařízení, který je znázorněn na obr. 2.



Obr. 2: Obecné schéma zařízení

Zařízení TTE se skládá z nádrže chladicího média (zelený rámeček), kterou reprezentuje tlaková nádoba o objemu 15 l, ze dvou hydraulických okruhů s testovanými vzorky (červený rámeček) a z jednoho hydraulického okruhu na přípravu testovacího média (modrý rámeček), ve kterém je zapojený agregát Huber Unistat 510 W. Zařízení Huber je schopné kapalinu ohřívat nebo chladit. Tato část zařízení v práci není řešena, protože je to již existující celek s vyhovujícími parametry pro danou aplikaci.

Aby bylo možné každý ze dvou vzorků zatěžovat odlišným průtokem, je z tlakové nádoby odebírána chladicí kapalina do dvou identických hydraulických okruhů, které je možné provozovat nezávisle na sobě.

Při potřebě temperování vzorků budou vzorky umístěny v teplotní komoře, která je schopná vzorky chladit až na  $-40\text{ °C}$  anebo ohřívat až na  $120\text{ °C}$ . Tohoto se bude využívat především při zkouškách s teplotními šoky, kdy je zapotřebí velkého rozdílu teplot. Vzorek bude v komoře chlazen a v nádrži TTE bude připraveno ohřáté testovací médium k následnému teplotně-šokovému zatížení.

### 3.1 Testovací médium

Testovací médium je pracovní kapalinou celého zařízení a nositelem tepelné energie, kterou je testovaný vzorek zatěžován.

Vzhledem k provozování zařízení v teplotním rozmezí  $-35\text{ °C}$  až  $115\text{ °C}$  musí být jako testovací médium použita nemrznoucí směs. Pro tento účel byla vybrána nemrznoucí kapalina CS Antifreeze G<sup>®</sup> Cargo, která vyhovuje požadavkům na navrhované zařízení a testovacímu procesu, který má být na zařízení prováděn. Jedná se o koncentrovanou speciální chladicí kapalinu na bázi etylenglykolu obsahující organické i anorganické inhibitory koroze, včetně silikátů. CS Antifreeze G<sup>®</sup> Cargo je určena pro přepřlované naftové motory autobusů, nákladní techniky a stavebních strojů, které oproti běžným nemrznoucím směsím osobních aut chrání i před kavitací a důlkovou korozí. Zaručuje velmi dobrý převod tepla. Kapalina je mísitelná se všemi kapalinami na bázi etylenglykolu stejné výkonnostní kategorie. Výměnná lhůta kapaliny v systému jsou 2 roky. CS Antifreeze G<sup>®</sup> Cargo se nepoužívá neředěná. Ředí se destilovanou vodou nebo kvalitní pitnou vodou podle následujícího poměru objemových jednotek:

Tab. 2: Poměr ředění CS Antifreeze G<sup>®</sup> Cargo a odpovídající min. teplota

Poměr		Minimální teplota
Antifreeze	Voda	
1	: 1,5	$-25\text{ °C}$
4,5	: 5,5	$-30\text{ °C}$
1	: 1	$-36\text{ °C}$

Z tabulky 2 je patrné, že podle požadované min. teploty  $-35\text{ °C}$  musí být testovací médium namícháno v nejvyšším používaném poměru 1:1, tedy 50 % nemrznoucí kapaliny a 50 % destilované vody. Měrná tepelná kapacita testovacího média byla při  $20\text{ °C}$  naměřena  $2\,914\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . V rozmezí  $-35\text{ °C}$  až  $115\text{ °C}$  se tato hodnota liší o desítky  $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ , proto je pro výpočty měrná kapacita nemrznoucí směsi uvažována  $3\,000\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

Další potřebné vlastnosti nemrznoucí směsi jsou obsaženy v tabulce 3 a 4.

Tab. 3: Závislost dynamické viskozity  $\eta$  [mPa·s] na teplotě  $t$  [°C]

$t$ (°C)	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$\varphi$	$\eta_{-35}$	$\eta_{-30}$	$\eta_{-25}$	$\eta_{-20}$	$\eta_{-15}$	$\eta_{-10}$	$\eta_{-5}$	$\eta_0$	$\eta_{10}$	$\eta_{20}$	$\eta_{30}$	$\eta_{40}$	$\eta_{50}$	$\eta_{60}$	$\eta_{70}$	$\eta_{80}$
50%	72.463	49.484	34.322	24.899	18.536	14.156	11.062	8.822	5.858	4.104	3.004	2.284	1.796	1.453	1.200	1.012

Tab. 4: Závislost hustoty  $\rho$  [g·cm<sup>-3</sup>] na teplotě  $t$  [°C]

$t$ (°C)	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$\varphi$	$\rho_{-35}$	$\rho_{-30}$	$\rho_{-25}$	$\rho_{-20}$	$\rho_{-15}$	$\rho_{-10}$	$\rho_{-5}$	$\rho_0$	$\rho_{10}$	$\rho_{20}$	$\rho_{30}$	$\rho_{40}$	$\rho_{50}$	$\rho_{60}$	$\rho_{70}$	$\rho_{80}$
50%	1.0976	1.0952	1.092	1.090	1.087	1.085	1.082	1.079	1.074	1.068	1.062	1.056	1.050	1.043	1.036	1.029

Informace o nemrznoucí kapalině CS Antifreeze G<sup>®</sup> Cargo byly poskytnuty jejím výrobcem, firmou CLASSIC Oil s.r.o.

## 4 Hydraulický okruh

Testovací hydraulický okruh je důležitou částí zařízení TTE, kde dochází k zatěžování vzorku. Požadované funkce okruhu jsou: dopravení testovacího média do vzorku, zajištění požadovaného zatěžovacího tlaku, průtoku a kontrola teploty média. Vzhledem k tomu, že má zařízení simulovat chladicí okruh motoru vozidla, kde kapalina proudí jedním směrem, tak je zřejmé, že se jedná o hydraulický obvod se stejnosměrným proudem.

Po tom, co byla provedena definice hydraulického okruhu a výpis jeho požadovaných funkcí, je nutné vybrat jeho hlavní části:

### Zdroj tlakové energie

Pro potřeby navrhovaného okruhu je jako zdroj tlakové energie vybráno čerpadlo bez možnosti reverzace. Čerpadlo je umístěno před vzorek do vstupní větve, aby byla umožněna lepší regulovatelnost požadovaných hodnot pro testování (tlak, průtok).

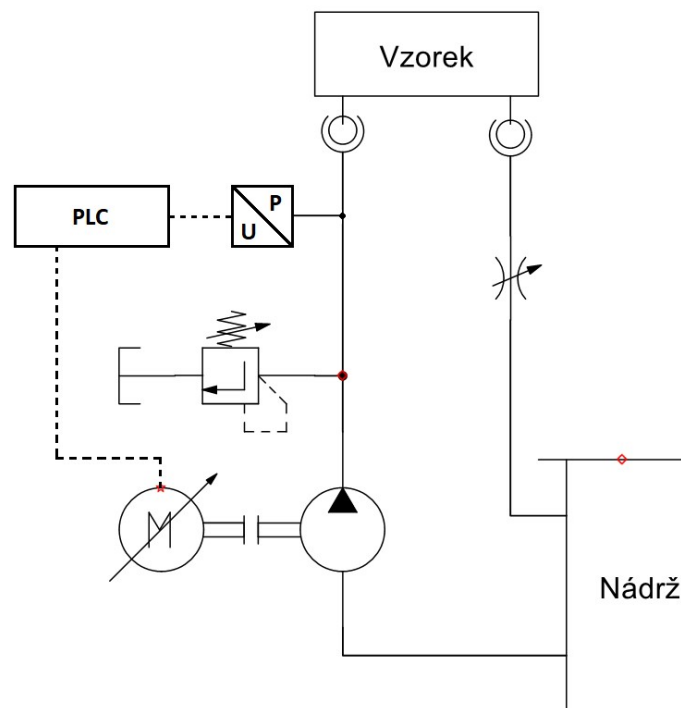
### Řídící prvky

#### Prvky pro řízení tlaku

Pro případ, že v okruhu dojde k defektu (např. k ucpání) a k nárůstu tlaku přes dovolenou mez, je nutné okruh opatřit pojišťovacím ventilem. Ventil je umístěn paralelně za zdroj tlakové energie a jeho výstup je vyveden do nádrže. Jde o nezbytný bezpečnostní prvek, který chrání hydraulický okruh před přetížením a následným poškozením.

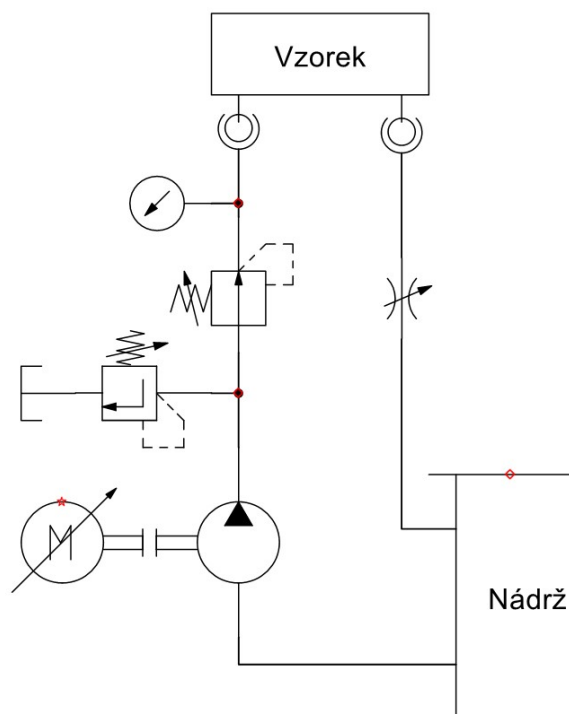
Dalším prvkem okruhu je ventil na řízení tlaku, který zajišťuje přesnou hodnotu tlaku na potřebné hodnotě.

Jako **první varianta** (obr. 3) se nabízí využít i pro funkci řízení tlaku pojišťovací ventil. Toto řešení se používá velmi běžně k řízení tlaku v silové hydraulice. U TTE musí být za vzorek vložen člen, který bude generovat tlakový spád. Zvolen může být škrťací ventil nebo tryska. Testovaný vzorek totiž není schopný v hydraulickém okruhu sám o sobě generovat dostatečný tlakový spád, protože má malý hydraulický odpor. Před vzorkem je zařízení na měření tlaku (tlakové čidlo), díky kterému jsou přes PLC (řídící jednotku) ovládány otáčky motory a tím udržován potřebný tlak v okruhu. Část objemu čerpané kapaliny protéká přes pojišťovací ventil do nádrže.



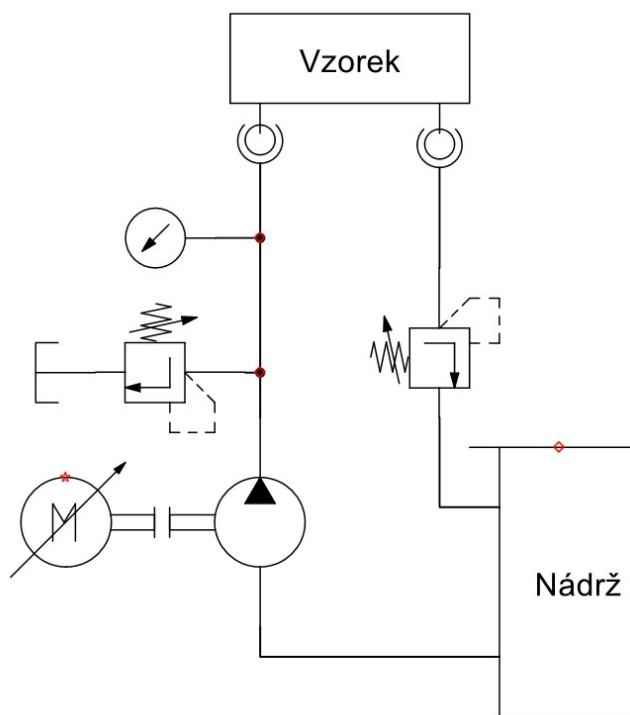
Obr. 3: Řízení tlaku – varianta 1

**Druhou variantou** (obr. 4) je za čerpadlo a pojistný ventil umístěn redukční ventil. Stejně jako u předchozí varianty zde musí být k vytvoření tlakového spádu za vzorek vložen škrtící ventil nebo tryska. Před vzorkem je barometr nebo tlakové čidlo, podle kterého se redukční ventil nastaví. Redukční ventil řídí tlak ve větvi za ním. Část kapaliny, která není schopná odtékat přes škrtící ventil, odtéká přes pojišťovací ventil do nádrže.



Obr. 4: Řízení tlaku – varianta 2

**Třetí varianta** (obr. 5) je použití zpětnovazebního tlakového ventilu, který je schopný řídit tlak v potrubí před ním. Není zde potřeba žádného škrťacího ventilu či clony. Tlakový ventil sám tvoří překážku, která generuje tlakový spád. Před vzorkem je barometr nebo tlakové čidlo, podle kterého se zpětnovazební tlakový ventil nastaví, aby udržoval tlak na požadované hodnotě. Veškerá kapalina protéká přes zpětnovazební tlakový ventil, přes pojišťovací ventil žádná kapalina neproudí. Pro správnou funkci tohoto řešení musí být na pojišťovacím ventilu nastaven vyšší tlak než na zpětnovazebním tlakovém ventilu, což je zřejmé.



Obr. 5: Řízení tlaku – varianta 3

Zhodnocení variant řízení tlaku:

U variant 1 a 2 je nutnost použít škrťací ventil, což je velmi neekonomické a snižuje to účinnost hydraulického okruhu. Testovací médium proudící přes škrťací ventil se zahřívá a to je nežádoucí. Část čerpané kapaliny neproudí přes vzorek, ale je odvedena přes pojišťovací ventil zpět do nádrže a tím pádem není vůbec využita ke své funkci.

U varianty 3 není potřeba použít škrťací ventil nebo clonu a není tím zbytečně mařena energie a proudící kapalina není teplotně ovlivňována. Veškeré čerpané testovací médium proudí přes vzorek.

Z předchozího zhodnocení variant je patrné, že nejvhodnější řešení řízení tlaku nabízí varianta 3. Proto bude k řízení tlaku v TTE zvolena, tedy tlak bude řízen za pomoci zpětnovazebního tlakového ventilu umístěného za vzorkem. Tato varianta bude dále řešena a rozpracována v podkapitole 4.4 Regulace tlaku.

### Prvky pro řízení průtoku

Řízení průtoku může být docíleno dvěma způsoby, buď implementováním škrťacího ventilu za čerpadlo anebo použitím regulačního čerpacího systému (regulační čerpadlo nebo pohon čerpadla s proměnlivými otáčkami). Vzhledem k tomu, že při průtoku testovacího média škrťacím ventilem by docházelo k tepelnému ovlivnění média, je toto řešení nevhodné a bude vybrána varianta s použitím regulačního čerpadla. Pro kontrolu průtoku bude v hydraulickém okruhu přímo za vzorkem umístěn průtokoměr.

### Pomocné prvky

Další použité prvky v okruhu jsou uzavírací ventil, který slouží k odpojení celé testovací větve a je umístěn hned na začátku okruhu za nádrží, a filtr, který slouží k zachycení nečistot a nachází se na vratné větvi před nádrží. Jemnost filtru je 10  $\mu\text{m}$ . Bylo také uvažováno o umístění hrubého sacího koše (60  $\mu\text{m}$ ) před čerpadlo. Nicméně okruh je uzavřený a celé zařízení poběží v čistých laboratorních podmínkách, tak nehrozí vniknutí nečistot do hydraulického okruhu, a proto tento prvek není použit. Dále je potrubí před vzorkem osazeno teplotním a tlakovým čidlem pro kontrolu teploty a tlaku a pro zpětnou vazbu do řídicí jednotky zařízení.

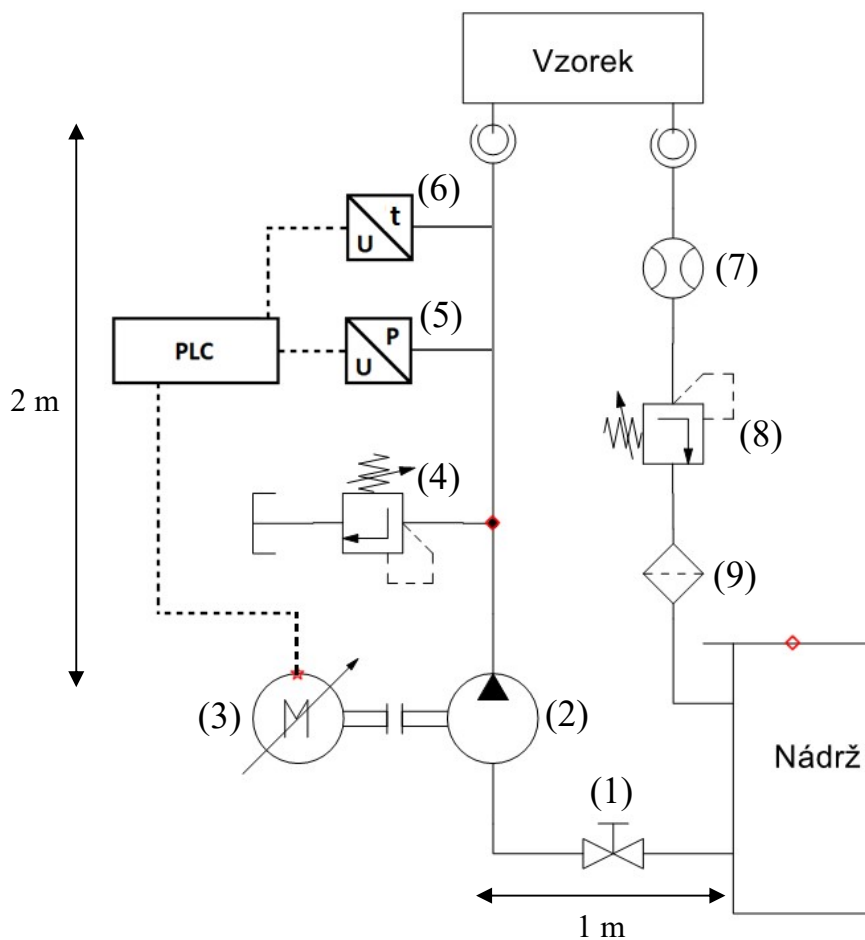
V neposlední řadě je dobré zmínit, že potrubí hydraulického okruhu je vybaveno izolací, aby plnilo svou funkci dopravení testovacího média s požadovanou teplotou do vzorku a nedocházelo k příliš velkým tepelným ztrátám.



### Popis navrženého okruhu

Hydraulický okruh (obr. 6) se skládá z manuálního ventilu pro případné odpojení okruhu (1), z čerpadla (2), z pohonu čerpadla s regulovatelnými otáčkami (3), z pojišťovacího ventilu (4), z tlakového (5) a teplotního (6) čidla, z testovaného vzorku, z průtokoměru (7), dále zpětnovazebního tlakového ventilu (8), který bude řídit tlak v okruhu, a filtru (9). Potrubí je o průměru DN 15.

Délka potrubí od nádrže k čerpadlu je 1 m a délka potrubí od čerpadla ke vzorku je 2 m. Tyto rozměry byly zvoleny jako nejvyšší možné a budou použity v některých výpočtech.



Obr. 6: Schéma navrženého hydraulického okruhu se vzorkem

## 4.1 Čerpadlo

Čerpadlo je jednou z nejdůležitějších částí hydraulického okruhu, je to akční člen zásobující celý systém hydraulickou energií ve formě kapaliny o určitém tlaku a průtoku.

Čerpadla jsou mechanické stroje, které přeměňují mechanickou energii dodanou od pohonu na hydraulickou energii kapaliny. Co se týká druhů čerpadel, existuje zde několik kritérií, podle kterých lze čerpadla rozdělit. Například podle pohybu finálního prvku, který je v kontaktu s médiem. V tomto případě mluvíme o čerpadlech přímočarých, rotačních, peristaltických nebo kombinovaných. Dále lze čerpadla rozdělit podle principu přeměny energie na hydrodynamická, hydrostatická a ostatní. [3]

### 4.1.1 Hydrodynamická čerpadla a jejich rozdělení

U hydrodynamických čerpadel dochází k nepřímé přeměně mechanické energie na energii hydraulickou. Mechanická práce je přetransformována na tlakovou energii pomocí kinetické energie kapaliny. K tomu dochází na lopatkovém kole stroje, které využívá účinku odstředivé síly. Lopatkové kolo kapalinu unáší a dodává jí již zmíněnou kinetickou energii, která je následně na výstupu přeměněna na energii hydraulickou. Je tedy patrné, že tento princip přeměny energie závisí na kinematických veličinách – na poloze, rychlosti a zrychlení. [3]

Hydrodynamická čerpadla se dále dělí na:

- Odstředivá
  - Radiální
  - Diagonální
  - Axiální
  - Obvodová
  - Ostatní
- Se šikmým kotoučem
- S vířivým kotoučem

### 4.1.2 Hydrostatická čerpadla a jejich rozdělení

Hydrostatická čerpadla jsou hydraulické stroje, u kterých dochází k přímé přeměně mechanické energie na energii hydraulickou. Přeměna energie je uskutečněna na pracovním prvku stroje, což bývá nejčastěji zub ozubených kol, vačka, vřeteno, závit atd. Tyto prvky ženu kapalinu ze sacího do výtlačného potrubí a na jeden cyklus je vytlačeno přesné množství kapaliny, které je dáno geometrií pracovního prostoru čerpadla. Proto se také někdy tyto hydraulické stroje nazývají jako stroje objemové. [3]

Hydrostatická čerpadla se dále dělí dle druhu pohybu, který vykonávají, na:

- Rotační
  - Tubová
  - Vřetenová
  - S rotujícími písty
  - Se šroubovým rotorem
  - Šneková
  - Lamelová

- S kmitavým pohybem
  - o Pístová (plunžrová)
  - o Membránová
  - o Křídlová
  - o Vlnková
  - o Plynotlaká
  - o Pulzometry
- S jiným pohybem
  - o Hadicová
  - o S pružnými lamelami

Poslední skupinu „ostatní“ tvoří speciální stroje, které se nezařazují ani do jedné ze dvou předchozích skupin čerpadel. Tyto stroje většinou plní speciální funkci. Patří do nich tato čerpadla:

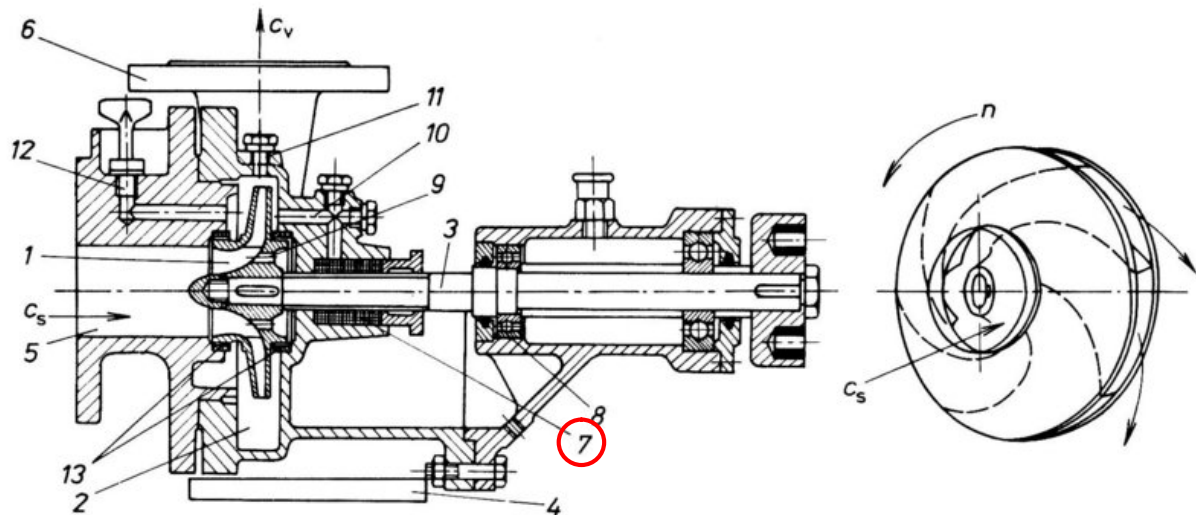
- Ejektory
- Elektromagnetická
- Mamutky
- Samonasávací
- Vodní trkače
- Kapalinokružná
- Zdvíhací

Rozdělení čerpadel bylo provedeno dle normy ČSN 11 0000 – Rozdělení a terminologie čerpadel.

#### 4.1.3 Varianty zvoleného čerpadla

Čerpadlo musí být vhodné pro danou aplikaci, což je v našem případě čerpání nemrznoucí směsi při velkém teplotním rozsahu, při středních až nízkých průtocích a při relativně nízkém tlaku. Kvůli velkému rozsahu teplot bývá zpravidla u čerpadel problém s těsností. Tento problém nastává v místě, kde vychází hnací hřídel z čerpadla. Až po toto místo je totiž čerpadlo zaplavené médiem a zde bývá hřídel zatěsněna ucpávkami (viz. obr. 7, prvek číslo 7). Konstrukce čerpadla s ucpávkami je pro velké rozsahy teplot nevhodná. Při vysokých teplotách pryže stárnou, při záporných teplotách materiál ucpávek ztrácí své potřebné mechanické vlastnosti a ucpávky se kvůli tomu stávají netěsnými. Dochází také k jejich většímu opotřebení, a tudíž se zkracuje doba jejich životnosti a potřeba dřívějšího servisu čerpadla. Tento problém lze eliminovat výběrem bezucpávkového čerpadla s magnetickou spojkou. Pracovní prostor čerpadla, který je zaplaven médiem, je hermeticky oddělen od pohonu. Přenos energie je uskutečněn přes magnetickou spojku, která navíc chrání obě zařízení (pohon čerpadla a čerpadlo) před možným poškozením, které by mohlo vzniknout v důsledku přetížení čerpacího systému.

Konstrukce bezucpávkového čerpadla s magnetickou spojkou je vidět na obr. 8 a 10. Její princip lze popsat následovně: Kanystr, který je okolo (vnitřních) permanentních magnetů hnané hřídele, hermeticky utěsňuje vnitřní prostor čerpadla, kde se nachází čerpaná kapalina. Vnitřní magnety jsou připojeny k hřídeli čerpadla uvnitř nádoby. Poháněná sestava vnějšího magnetu vedoucí od pohonu se otáčí mimo kanystr tak, že magnetické síly jím procházejí a působí na vnitřní sestavu magnetů. To zapříčiní otáčení hnaného hřídele, který uvede čerpadlo do chodu. [4]



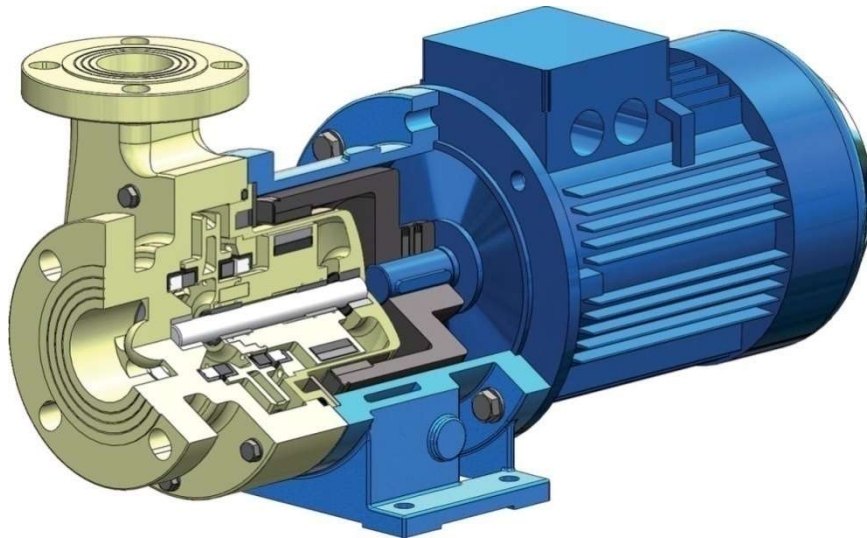
Obr. 7: Odstředivé čerpadlo s ucpávkami [6]

Existuje více druhů bezucpávkových čerpadel s magnetickou spojkou. K porovnání byly vybrány dvě, pro tuto aplikaci nejvhodnější a nejdostupnější varianty.

### Varianta 1: Bezucpávkové odstředivé čerpadlo s magnetickou spojkou

Jedná se o hydrodynamické (rychlostní) čerpadlo vyznačující se jednoduchou konstrukcí, dlouhou životností a nízkou pořizovací cenou. Je jednoduché na údržbu, umožňuje čerpat i znečištěnou kapalinu a je vhodné také pro chemicky agresivní látky. Používá se pro aplikace se středním a vysokým průtokem a nízkými nebo středními tlaky. Je ideální pro trvalý (dlouhodobý a nepřerušovaný) chod a je vhodné na čerpání kapalin s malou viskozitou, jako je například benzín, voda, líh atd. Při jeho chodu je průtok konstantní a dochází jen k nepatrným tlakovým pulzacím. Odstředivá čerpadla jsou nevhodná pro pastovité a sypké materiály, abrazivní látky a jsou celkově méně vhodná pro média s vyšší viskozitou. Jednou z jejich nevýhod je možný vznik kavitace. Obecně jsou odstředivá čerpadla schopná pracovat s médiem o teplotě od  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  až  $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ . [5]

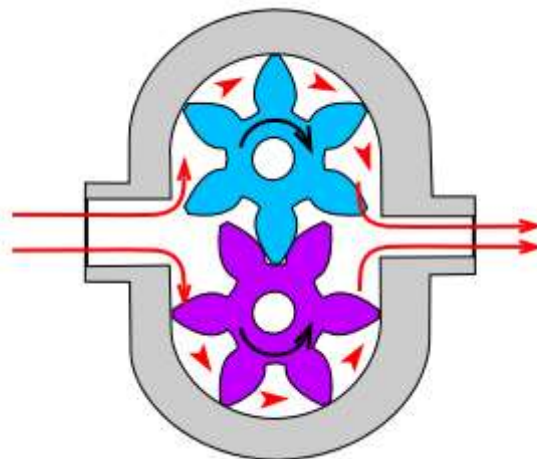
Princip činnosti odstředivého čerpadla je popsán v sekci 6.1.1 Hydrodynamická čerpadla a jejich rozdělení.



Obr. 8: Bezucpávkové odstředivé čerpadlo s magnetickou spojkou [7]

### Varianta 2: Bezucpávkové zubové čerpadlo s magnetickou spojkou

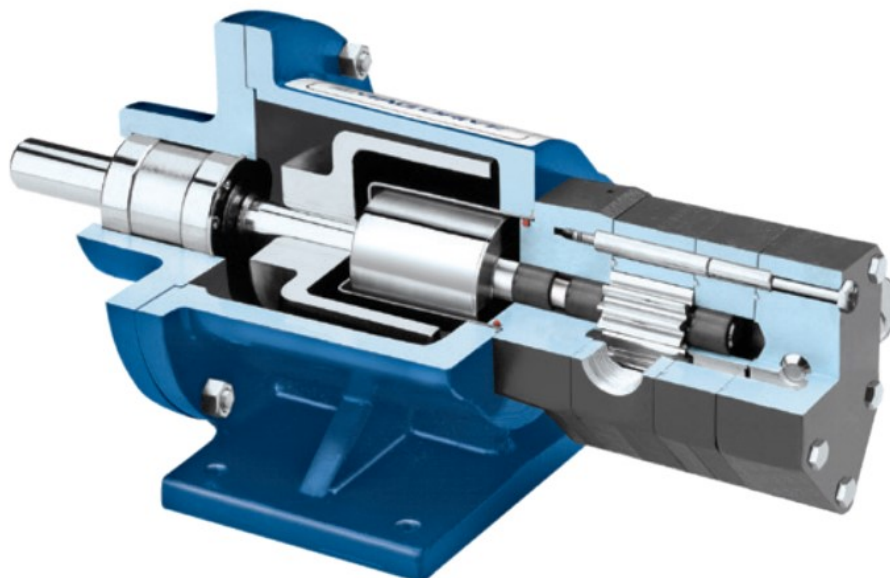
Zubové čerpadlo patří mezi hydrostatická (objemová) čerpadla. Tato čerpadla používají ke své funkci dvojici ozubených kol, jejichž zuby do sebe při pracovním cyklu střídavě zapadají a rozpojují se. Po rozpojení zubů je na vstupu čerpadla vytvořen podtlak a tím je kapalina do čerpadla nasáta. Následně je unášena v zubových mezerách kol k výstupu čerpadla. Zde do sebe ozubená kola zapadnou a tím je médium vytlačeno přes výstup až do výtlačného potrubí (obr. 9). [8]



Obr. 9: Princip funkce zubového čerpadla [8]

Zubové čerpadlo je vhodné pro široké spektrum látek a produktů a velmi dobře čerpá i obtížně tekoucími médii (např. viskózní a pastovité produkty), ale na rozdíl od odstředivého čerpadla je citlivější na čistotu čerpané látky. Je robustní a vyniká dlouhou životností. Dle jeho konstrukčního provedení ho lze použít pro vysokotlaké i nízkotlaké aplikace. Vyznačuje se plynulým a kontinuálním tokem, který obvykle nevytváří v hydraulickém okruhu téměř žádné pulzace. Změnou otáček se dá jednoduše regulovat průtok kapaliny. Čerpadlo je vhodné jen pro malé a střední průtoky. Zubová čerpadla jsou

teplotně odolná a schopná pracovat s médiem v rozmezí  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  až  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Hydrostatická čerpadla se vyznačují větší účinností než hydrodynamická čerpadla. Vzhledem k účinnosti a výkonu se zubová čerpadla vyznačují relativně nízkou hmotností a malými rozměry. Nevýhodou větších zubových čerpadel s vnějším ozubením je hlučnost. [5]



**Obr. 10: Bezucpávkové zubové čerpadlo s magnetickou spojkou (SG Mag Drive®) [4]**

Nejdůležitější vlastnosti čerpadla, podle nichž posuzujeme jejich vhodnost a možnosti použití v hydraulických obvodech jsou dle [9]: Maximální pracovní tlak, účinnost, řízení proudu (průtoku), rovnoměrnost proudu (konstantní průtok), velikost, technologičnost a cena. Ne všechny tyto vlastnosti jsou však relevantní k dané aplikaci, ke které čerpadlo vybíráme. Proto nebyla některá tato kritéria brána v potaz k hodnocení vhodnosti čerpadla k aplikaci v zařízení TTE a byla přidána jiná. Vybraná kritéria byla následně známkově zhodnocena pro obě varianty čerpadla v tabulce 5.

**Tab. 5: Hodnocení variant výběru čerpadla**

	Odstředivé čerpadlo	Zubové čerpadlo
Účinnost	3	2
řízení průtoku	3	1
rovnoměrnost průtoku	2	1
vnášení pulzací do hydr. obvodu	1	1
vhodnost pro nízkotlaké aplikace	2	2
vhodnost pro malé průtoky	3	1
Velikost	3	1
teplotní odolnost	2	1
technologičnost a cena	2	4
PRŮMĚR	2,3	1,6

#### 4.1.4 Výběr čerpadla

Z tabulky hodnocení konstrukčních variant čerpadel vyplývá, že pro danou aplikaci je vhodnější varianta 2 – bezucpávkové zubové čerpadlo s magnetickou spojkou.

Dle požadavků na průtok a na tlak bylo pro použití v TTE vybráno čerpadlo SG Mag Drive® typ SG-80570 od firmy Viking Pump, které je na obr. 10. Jedná se o bezucpávkové zubové čerpadlo (s vnějším ozubením) s magnetickou spojkou, které je schopné pracovat v teplotním rozsahu od -40 °C do 230 °C. Nominální průtok čerpadla je 530 l/h a maximální tlak 34 bar. Další parametry SG-80570 jsou vypsány v tabulce 6, která je přejata z katalogu výrobce [4].

Tab. 6: Parametry čerpadla SG-80570 [4]

④ Model Number	Port Size  Inches	Nominal Capacity at 50 Hz Motor Speeds (1450 RPM)		Nominal Capacity at 60 Hz Motor Speeds (1750 RPM)		Maximum Continuous Pressure	
		GPM	m <sup>3</sup> /h	GPM	m <sup>3</sup> /h	PSIG	BAR
SG-80518	½ ③	0.57	0.13	0.7	0.16	500	34
SG-80525	½ ③	0.84	0.19	1	0.23	500	34
SG-80535	½ ③	1.14	0.26	1.4	0.32	500	34
SG-80550	½ ③	1.67	0.38	2	0.45	500	34
SG-80570	½ ③	2.33	0.53	2.8	0.64	500	34
SG-80510	½ ③	3.30	0.75	4	0.91	500	34
SG-80514	¾ ③	4.62	1.05	5.6	1.27	500	34
SG-80519	¾ ③	6.30	1.43	7.6	1.73	200	14
SG-80528	¾ ③	9.29	2.11	11.2	2.54	100	7

## 4.2 Pohon čerpadla

Pohon čerpadla bývá většinou elektromotor, který převádí dodanou elektrickou energii na energii mechanickou, kterou následně pohání čerpadlo. Při výběru pohonu čerpadla je klíčové zjistit jeho potřebný příkon, který lze vypočítat z následující rovnice: [9]

$$P = Q \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m}, \quad (1)$$

kde  $P$  je příkon [W],  $Q$  je průtok čerpadla [m<sup>3</sup> · h<sup>-1</sup>] a  $\eta_m$  je celková účinnost motoru [–].

Než dostaneme finální hodnotu příkonu motoru, je k jeho zjištění potřeba ještě připočítat ztrátový výkon, který vznikne v důsledku tlakových ztrát. Zajímají nás třetí ztráty, jež vzniknou v potrubí mezi čerpadlem a vzorkem.

Nejvyšší očekávané ztráty v potrubí jsou při max. průtoku (400 l/h) a při nejnižší teplotě (-35 °C), kdy má pracovní médium nejvyšší viskozitu a tudíž dochází k největšímu tření o stěnu trubky. Výpočet tlakových ztrát získáme dosazením do rovnice vycházející z Weisbachova vztahu: [10]

$$\Delta p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d_{vn}} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (2)$$

Kde:

- $\Delta p_z$  - tlaková ztráta [Pa]
- $\lambda$  - ztrátový součinitel [-]
- $l$  - délka potrubí [m]
- $d_{vn}$  - vnitřní průměr potrubí [m]
- $v$  - rychlost proudící kapaliny [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
- $\rho$  - hustota média [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

#### Výpočet tlakových ztrát:

Průtok:  $Q_v := 400 \frac{\text{l}}{\text{hr}}$

Max. hustota média:  $\rho := 1098 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Vnitřní průměr trubky:  $d_{vn} := 16.1 \text{ mm}$

$$d_{vn} = 0.016 \text{ m}$$

Délka potrubí:  $l := 2 \text{ m}$

Střední rychlost protékajícího média:

$$v_v := \frac{4 Q_v}{\pi \cdot d_{vn}^2} = 0.546 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3)$$

#### Určení ztrátového součinitele $\lambda$

Pro laminární proudění:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Pro turbulentní proudění:

$$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4)$$



$R_e \leq 2320$  - laminární proudění

$$R_e := 2320$$

$R_e > 2320$  - turbulentní proudění

Výpočet  $R_e$

$$R_e = \frac{v_v \cdot d_v}{\nu} \quad [-] \quad (5)$$

$\nu$  - kinematická viskozita média [Pa·s]

$\eta$  - dynamická viskozita média [mm<sup>2</sup>/s]

$$\eta := \frac{72.463}{1000} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad \nu := \frac{\eta}{\rho} = 65.995 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \quad \text{při } -35 \text{ }^\circ\text{C}$$

Reynoldsovo číslo:

$$R_{ev} := \frac{v_v \cdot d_{vn}}{\nu} = 133$$

$$\lambda := \left\| \begin{array}{l} \text{if } R_{ev} \leq R_e \\ \left\| \begin{array}{l} 64 \\ R_{ev} \end{array} \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \begin{array}{l} 0.3164 \\ \sqrt[4]{R_{ev}} \end{array} \right\| \end{array} \right\| = 0.481 \quad \text{Proudení} := \left\| \begin{array}{l} \text{if } R_{ev} \leq R_e \\ \left\| \begin{array}{l} \text{"Laminární"} \end{array} \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \begin{array}{l} \text{"Turbulentní"} \end{array} \right\| \end{array} \right\| = \text{"Laminární"}$$

Tlaková ztráta v potrubí:

$$\Delta p_z := \lambda \cdot \frac{l_p}{d_{vn}} \cdot \frac{v_v^2}{2} \cdot \rho = 9765 \text{ Pa}$$

Ztráta výkonu:

$$\Delta P := \Delta p_z \cdot Q_v = 1.085 \text{ W}$$

### Výpočet příkonu pohonu:

Pracovní tlak:  $p := 0.2 \text{ MPa}$

Max. průtok čerpadla:  $Q := 0.53 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$

Celková účinnost motoru:  $\eta_m := 0.90$

Minimální příkon motoru:

$$P := Q \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m} + \Delta P = 34 \text{ W}$$

### Volba pohonu:

Jako pohon čerpadla navrhovaného zařízení byl zvolen elektromotor výrobní řady M7000 od firmy NORD. Typové označení motoru je 63 SP/4. Jedná se nejslabší motor z této výrobní řady, jeho příkon je 0,12 kW. Další parametry jsou uvedeny v tabulce 7. Motor je opatřen frekvenčním měničem. Otáčky motoru jsou ovládány řídicí jednotkou přes frekvenční měnič.

Tab. 7: Parametry motoru 63 SP/4 [11]

Typ	$P_N$ [kW]	$f$ [Hz]	$P_{S1max}$ [kW]	$U$ [V]	$\Delta U$ [%] +/-	$n_N$ [rpm]	$M_N$ [Nm]	$I_N$ [A]	$\cos \varphi$	$\eta$ [%]
63 SP/4	0,12	50	0,18	400	10	1210	1,42	0,54	0,82	58,7
		60	0,18	460	10	1630	1,05	0,43	0,72	68,6
Type	Maximum speed [rpm]									
63	2500									

Účinnost motoru 63 SP/4 není okolo standardních 90 % jako u běžných asynchronních elektromotorů, ale 58,7 %. Předchozí výpočet příkonu byl s touto hodnotou proveden znovu, aby bylo zaručeno, že je výkon motoru dostatečný.

Celková účinnost motoru:  $\eta_m := 0.587$

Minimální příkon motoru:

$$P := Q \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m} + \Delta P = 51 \text{ W}$$

Zvolený pohon má vyšší výkon, než je minimální požadovaný, tudíž vyhovuje požadavkům.

### 4.3 Průtokoměr

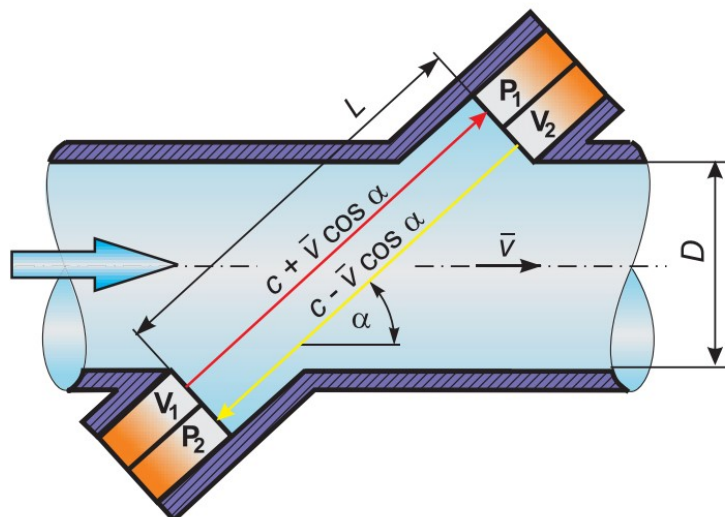
Průtokoměry jsou zařízení, které měří objemový nebo hmotnostní průtok kapalin a plynů. Existuje jich mnoho druhů průtokoměrů a mohou být rozříděny podle několika kritérií, jako je třeba použitá metoda měření, fyzikální princip, konstrukce měřidla, druhu měřeného média atd. Pro každou aplikaci je důležité vybrat ten správný druh měřidla. [12]

Průtokoměry se nejčastěji rozdělují na:

- Objemové
  - o Turbínkové
  - o Lopatkové
  - o Bubnové
  - o S oválnými koly
- Průřezové
- S proměnným průřezem (rotametry)
- Termoelektrické
  - o Termoelektrický anemometr
  - o Kalorimetrické měření
- Indukční
- Ultrazvukové
- Vírové
- Coriolisův

#### 4.3.1 Varianty zvoleného průtokoměru

Jako vhodný průtokoměr pro použití v navrhovaném zařízení se jeví přímý ultrazvukový průtokoměr. Ultrazvukový průtokoměr totiž do potrubí nezavádí žádné překážky a tím pádem nepřispívá k nežádoucím tlakovým ztrátám, které by tvořil před BPR a vnášel by chybu do regulace tlaku. Mezi jeho nevýhody patří možné chyby měření v závislosti na teplotě, hustotě, viskozitě, koncentraci částic anebo nízké rychlosti proudící kapaliny. [13]



Obr. 11: Princip ultrazvukového průtokoměru [13]

Ultrazvukový průtokoměr se skládá z vysílače (generátoru ultrazvukové vlny) a přijímače (senzoru). Přímý ultrazvukový průtokoměr má rozmístění generátoru a senzoru na protilehlých stranách potrubí, tak jak je vidět na obr. 11. Generátor vyšle ultrazvukový signál po směru nebo v protisměru proudění měřeného média. Impulz je následně zachycen na senzoru. Rychlost proudění kapaliny poté lze získat ze vztahu: [13]

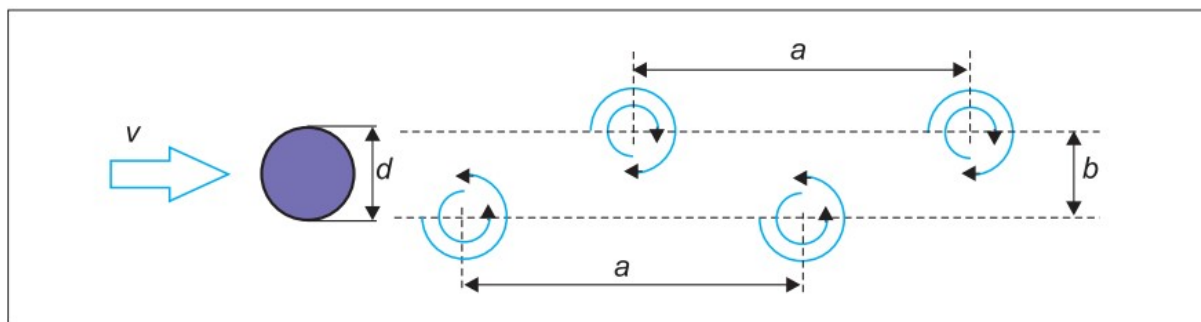
$$t = \frac{L}{c \pm v \cdot \cos \alpha} \quad (6)$$

Kde:

- $t$  - doba průchodu signálu [s]
- $L$  - vzdálenost mezi vysílačem a přijímačem [m]
- $c$  - rychlost ultrazvukového signálu v kapalině [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
- $v$  - rychlost proudící kapaliny [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
- $\alpha$  - úhel sklonu dráhy ultrazvukového signálu [ $^\circ$ ]

Jako další varianta se nabízí vírový průtokoměr, který je oproti ultrazvukovému průtokoměru stabilnější a to především při měření za nízkých a vysokých teplot a při změnách viskozity měřené kapaliny. Tyto vlastnosti jsou pro danou aplikaci klíčové. Jeho nevýhodou je, že do potrubí vnáší určité tlakové ztráty. Tyto ztráty jsou ovšem v porovnání s třecími ztrátami a místními ztrátami jiných prvků v potrubí vcelku zanedbatelné. [14]

Vírový průtokoměr funguje na principu tvoření Karmánových vírů. Do potrubí je vloženo těleso, které tvoří překážku pro proudící tekutinu, ta se o těleso „rozráží“, obtéká ho a za ním tvoří Karmánovu vírovou stezku (viz obr. 12). [14]



Obr. 12: Vznik Karmánovi vírové stezky za překážkou [14]

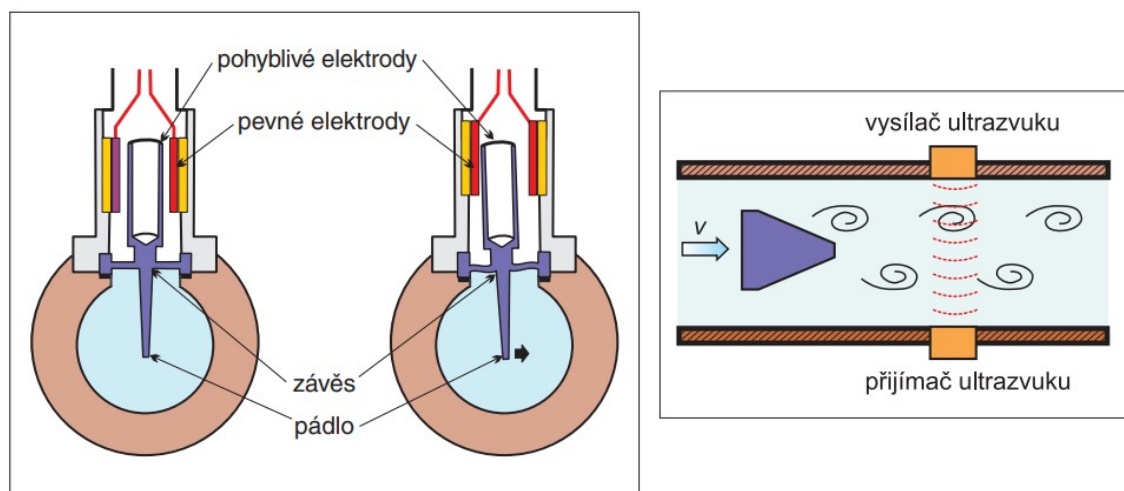
Rychlost proudící kapaliny je přímo úměrná frekvenci tvoření vírů: [14]

$$f = \frac{Sr}{d} v \quad (7)$$

Kde:

- $f$  - frekvence tvoření vírů [Hz]  
 $Sr$  - Strouhalovo číslo [-]  
 $d$  - charakteristický rozměr přepážky [m]  
 $v$  - rychlost proudící kapaliny [ $m \cdot s^{-1}$ ]

Frekvence vírů může být měřena několika způsoby, z nichž nejčastější jsou ultrazvukový, tlakový, kapacitní a piezoelektrický. [14]



Obr. 13: Princip měření frekvence vírů u vírových průtokoměrů: kapacitní senzor DSC s mechanickým pádlem (vlevo) ultrazvukový senzor (vpravo) [14]

Byla zvolena kritéria pro hodnocení vhodnosti průtokoměru dle požadavků na aplikaci v navrhovaném zařízení. Tato kritéria byla následně sepsána do tabulky 8 a ohodnocena známkami.

Tab. 8: Hodnocení variant výběru průtokoměru

	Ultrazvukový průtokoměr	Vírový průtokoměr
Stabilita měření	2	1
Odolnost (teplotní, nečistoty...)	3	2
Vnášení tlakových ztrát do potrubí	1	2
PRŮMĚR	2.0	1.7

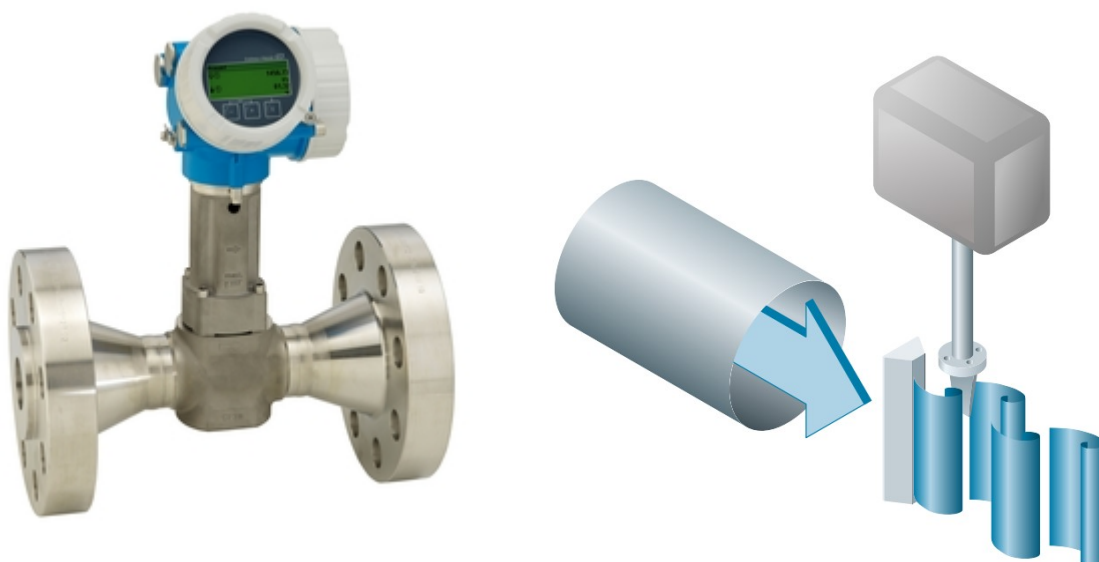
#### 4.3.2 Výběr průtokoměru

Z tabulky 8 je patrné, že jako lepší řešení pro měření průtoku vychází vírový průtokoměr. Pro použití do TTE byl vybrán průtokoměr Proline Prowider O 200 (obr. 14) od firmy Endress+Hauser, který funguje na principu měření frekvence vírů kapacitním senzorem.

Proline Prowider O 200 může pracovat v širokém rozsahu teplot (-40 až 260 °C v provedení *standard* a -200 až 400 °C v provedení *high/low temperature*), je také odolný proti teplotním šokům (až 150 K/s) a vibracím. Rozsah průtoku, který je schopný měřit je od 0.1 to 1700 m<sup>3</sup>/h. Všechny důležité parametry pro danou aplikaci jsou uvedené níže.

#### Parametry:

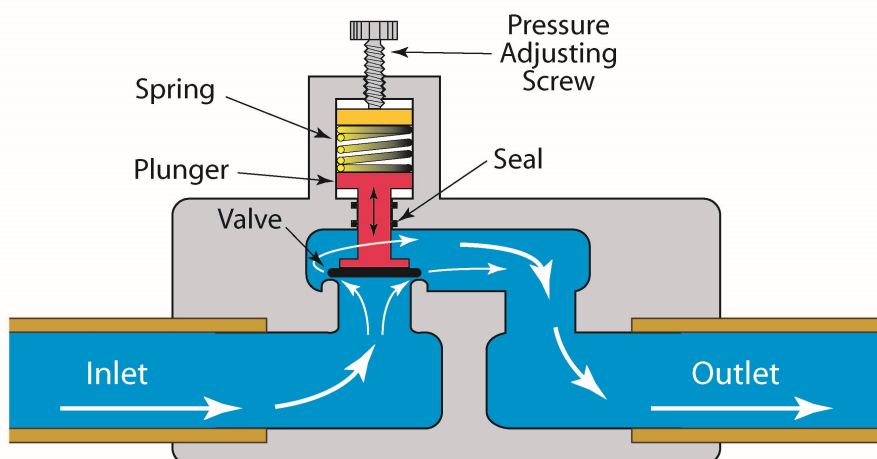
Max. chyba měření:	± 0,75 %
Rozsah měření:	0.1 až 1700 m <sup>3</sup> /h
- Pro potrubí DN 15:	0.1 až 4.9 m <sup>3</sup> /h
Teplotní rozsah:	-40 až 260 °C



Obr. 14: Průtokoměr Proline Prowider O 200 (vlevo) a jeho zařízení na měření frekvence vírů (vpravo) [15]

## 4.4 Regulace tlaku

Pro regulaci tlaku v hydraulickém okruhu byl zvolen tlakový ventil typu *back-pressure regulator* (BPR) neboli regulátor zpětného tlaku. Definice a popis funkce tohoto tlakového ventilu je následující: Regulátor zpětného tlaku je zařízení, které udržuje definovaný tlak před vlastním vstupem. Když tlak tekutiny v procesu na vstupu BPR překročí nastavenou hodnotu, regulátor se pootevře, aby tlak uvolnil. Regulátory zpětného tlaku fungují podobně jako pojistné ventily, ale v případě BPR je kladen důraz na regulaci tlaku v ustáleném stavu namísto dvoustavového ovládání otevřeno či zavřeno. BPR neustále upravuje polohu pracovního prvku, který reguluje tlak protékající kapaliny, aby udržoval vstupní tlak na požadované hodnotě. [17]

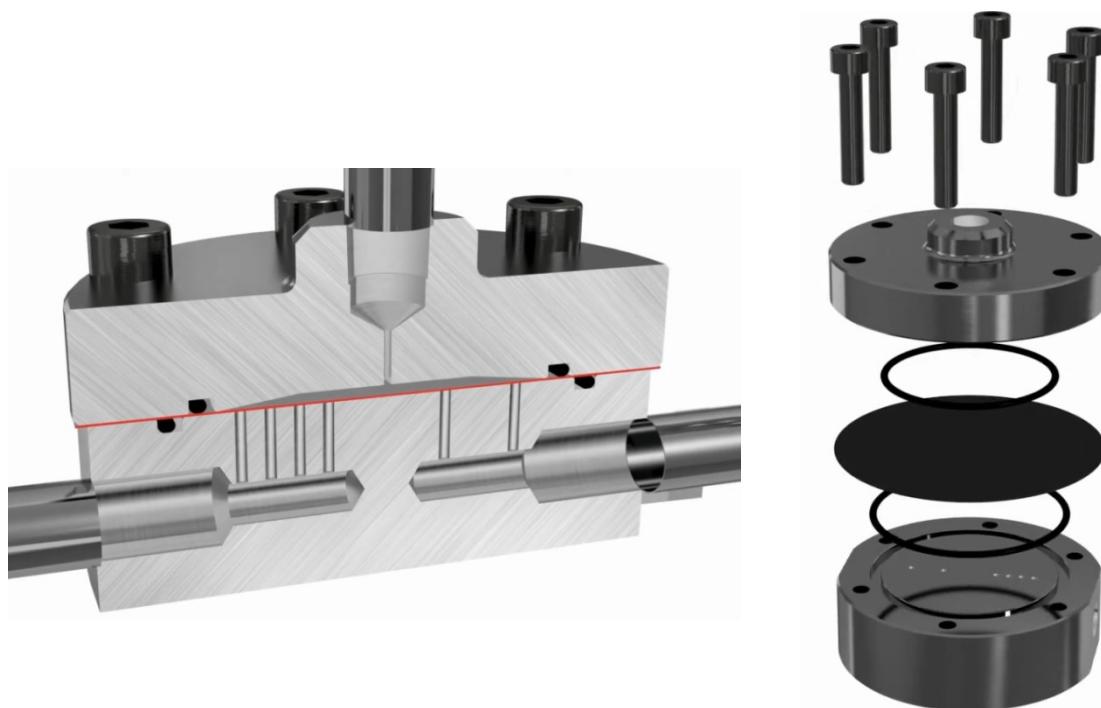


Obr. 15: Ručně nastavitelný BPR [17]

Na obrázku 15 je náčrt ručně nastavitelného BRP, u kterého se tlak reguluje za pomoci pružiny, jejíž předpětí se nastavuje prostřednictvím šroubu. Jde o základní a nejjednodušší konstrukci BRD, která však nezaručuje teplotně stabilní regulaci tlaku.

#### 4.4.1 Výběr regulátoru zpětného tlaku

Dle požadavků na regulaci tlaku byl pro použití na TTE vybrán typ BPR od firmy Equilibar. Firma Equilibar nabízí regulátory zpětného tlaku, které díky své konstrukci a ovládání umožňují rychle a spojitě regulovat tlak ve vstupním potrubí. Dále jsou tyto regulátory schopné udržovat konstantní tlak při změnách průtoku a jsou odolné nízkým i vysokým teplotám (-40 °C až 300 °C). Přesnost jejich regulace je navíc jen velmi málo ovlivnitelná teplotou.



Obr. 16: Řez regulátorem (vlevo) a jeho jednotlivé součástky (vpravo) [18]

Uvnitř přístroje Equilibar je mezi hlavním tělesem a referenčním uzávěrem umístěna membrána utěsněná O-kroužky. Všechny části přístroje Equilibar - membrána, O-kroužky a samotné tělo - mohou být vyrobeny z různých materiálů, aby vyhovovaly potřebám konkrétní aplikace. Hlavní těleso přístroje má rovnoběžné otvory, které jsou zakryty a utěsněny membránou, když nejsou zapojeny. Jedinou pohyblivou částí systému Equilibar je pružná membrána, která umožňuje provoz bez tření, bez hystereze a tlakových pulzací. Konstrukce Equilibaru s více clonami zároveň umožňuje dosáhnout mimořádně širokého rozsahu průtoku. [18]

Equilibar je kopulovitý regulátor tlaku s pilotním provozem. To znamená, že do horní části (kopule) regulátoru je přiváděn plyn nebo vzduch, který zajišťuje nastavenou hodnotu tlaku pro daný proces. Tlak plynu v kopuli se nastavuje pomocí sekundárního standardního regulátoru, který se nazývá pilotní regulátor. Pilotní regulátor může být manuální nebo elektronický, v závislosti na požadavcích aplikace (viz. obr. 17). Lehká, pružná membrána zakrývá a utěšňuje paralelní otvory v tělese Equilibar. Jak kapalina protéká jednotkou, regulátor Equilibar udržuje procesní tlak tak, aby se rovnal nastavené hodnotě na pilotním regulátoru. Membrána se zvedne z otvorů a uvolní tlak, jakmile procesní tlak na vstupu překročí nastavenou hodnotu. Při minimálním průtoku se k uvolnění tlaku zasune pouze část jedné clony. Když je průtok vysoký, membrána se posune nahoru, aby se do procesu zapojily všechny otvory. [18]



**Obr. 17: Equilibar BPR s elektronickou regulací (vlevo) a s manuální regulací (vpravo) [18]**

Pro aplikace s velkým rozsahem teplot, kde spodní teplota sahá hluboko pod bod mrazu a naopak horní teplota přes 100 °C, je doporučeno použít BRV se speciálními teplotně odolnými materiály. K regulaci tlaku v navrhovaném zařízení byl dle požadovaných parametrů vybrán BPR GSD4/GS4 v kovovém provedení se vstupem a výstupem 1/2". Tělo regulátoru je vyrobeno z korozivzdorné oceli, polymerové prvky z odolného PTFE a těsnění z materiálu Kalrez (FFKM), což je elastomer vhodný do nízkých i vysokých teplot.

Jako pilotní regulátor byl zvolen elektronicky ovládaný ventil. Elektro-pneumatický (E/P) ventil bude propojený s jednotkou TTE a ta bude moci skrze něj a BRV řídit tlak v hydraulickém okruhu na základě hodnoty tlaku z talkového čidla umístěného před vzorkem. Tím bude zajištěna přesná a stabilní regulace.



### Parametry:

Max. tlak:	24 bar
Procesního vstupu a výstupu:	½“ (DN15)
Referenční vstup:	1/8“
Teplotní rozsah:	-40 až 300 °C

Další parametry včetně rozměrů jsou uvedeny v Příloze 1 - Parametry a rozměry BPR GSD4/GS4.

## **4.5 Izolace potrubí**

Izolace jsou materiály nebo kombinace materiálů s nízkým součinitelem prostupu tepla, to znamená, že zpomalují tok tepelné energie a tím snižují tepelné ztráty systému, který pokrývají. Využívají se v průmyslu a stavebnictví všude tam, kde zařízení nebo potrubí pracuje s výrazně odlišnou teplotou od teploty okolní. [19]

Mezi hlavní funkce izolace patří:

- Snížení tepelných ztrát či nežádoucích zisků.
- Zachování předepsané teploty média v systému (např. proudícího v potrubí) nebo splnění potřebné tolerance teploty média.
- Snížení teploty povrchu zařízení nebo potrubí kvůli bezpečnosti osob.
- Zabránění kondenzace okolní vlhkosti na zařízení nebo potrubí při nízkoteplotních procesech. [19]

### **4.5.1 Požadované vlastnosti izolace**

Při vybírání správné izolace musíme mít na paměti několik vlastností, které by měla splňovat. Mezi ty nejdůležitější patří, aby byla izolace kompatibilní s celým procesem, to znamená, že její materiály nesmí nijak reagovat s materiály použitými na zařízení, žádným způsobem nesmí tyto materiály při styku mezi sebou degradovat. Dále je také nutné, aby materiál izolace byl nereaktivní vůči kapalinám použitým v systému nebo v jeho okolí. Izolační systém musí kombinovat nízkou tepelnou vodivost s přiměřenou mechanickou odolností, která se od něj v daném provozu očekává. Izolace nesmí mít tendenci k pohlcování vlhkosti, protože přítomnost vody uvnitř materiálu izolace dramaticky zvyšuje tepelnou vodivost. V neposlední řadě, je dobré zmínit jedno podstatné kritérium, které se týká hořlavosti izolací. V provozech, kde se zpracovávají hořlavé materiály, nebo kde je zvýšená pravděpodobnost požáru, je nutné vyhodnotit chování izolace v případě, když přijde do styku s ohněm. Pro tyto případy je nutné pečlivě zvážit výběr materiálu izolace tak, aby měl nízkou hořlavost a produkci kouře v případě vzniku požáru. [19]

### **4.5.2 Materiály izolací**

Mezi nejčastěji používané materiály pro izolaci potrubí patří:

Minerální vata – vyrábí se z přírodního čediče tedy rozvláknováním horké taveniny proudem vzduchu nejčastěji ve formě desek či skruží. Mezi její vlastnosti patří nehořlavost a vysoká paropropustnost, což je výhodou pouze u potrubí, která mají vyšší teplotu než je teplota okolí. V opačném případě totiž dochází k propouštění vlhkosti k povrchu potrubí a k její následné kondenzaci. Materiál nevyniká příliš velkou ohebností. Vlákna minerální vaty sice mají velmi dobrou mechanickou odolnost, avšak jako celek musí být velmi často

vyztuženy pletivovou kostrou nebo obaleny hliníkovou fólií, která zlepšuje jejich soudržnost. [19]

Skelná vata – je vyráběna obdobně jako vata minerální. Je měkčí a poddajnější než minerální vata, tím pádem se hodí při potřebě izolování složitějších tvarů. Její součinitel teplotní vodivosti se pohybuje mezi  $0,045$  až  $0,310 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . [19]

Pěnové plasty – jedná se o tzv. EPDM pěnu (syntetický kaučuk), která se vyrábí uměle většinou jako butylový kaučuk. Teplotní vodivost tohoto materiálu dosahuje až  $0,033 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ , avšak s rostoucí teplotou se součinitel tepelné vodivosti zvyšuje. Lze je použít při teplotním rozsahu od  $-200 \text{ }^\circ\text{C}$  až do  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ . Materiál je páro-nepropustný a vlhkosti odolný. EPDM izolace se můžeme většinou koupit ve formě desek či podélně rozříznutých hadic různých délek. [19]

Elastomerové materiály – je to buněčný materiál, který se vyrábí z elastomeru a pěnové pryskyřice. Stejně jako pěnové plasty jsou páro-nepropustné a vlhkosti odolné a dodávají se jako desky a hadice. Lze je použít do teploty maximálně  $105 \text{ }^\circ\text{C}$ . [19]

### 4.5.3 Teorie výpočtu tepelné ztráty a ochlazení protékajícího média v potrubí

U tepelných zařízení dochází ke sdílení tepla. Tento jev je velmi komplikovaný a je těžké ho popsat. K jeho popsání vycházíme ze tří základních způsobů sdílení tepla: [20]

- Vedení (kondukce)
- Proudění (konvekce)
- Sáláním (radiace)

Při přenosu tepla dochází ke kombinaci všech výše zmíněných způsobů. Nicméně některé mají mnohem větší vliv na přenos tepla než ostatní. Toho můžeme při praktických výpočtech využít, zaměříme se a počítáme jen s těmi dominantními a ostatní zanedbáme. [20]

Jeden z takovýchto případů je právě výpočet tepelných ztrát v potrubí, z čehož následně vyplývá také výpočet izolace potrubí. Zde figuruje především přestup tepla kondukcí ve stěnách trubky a izolace a konvekcí mezi vnějším povrchem potrubí a okolo proudícím vzduchem. Přestup tepla konvekcí, ke kterému dochází mezi proudící kapalinou v potrubí a vnitřní stěnou potrubí, můžeme zanedbat.

Pro výpočet teplotních ztrát  $Q_{ztr}[\text{W}]$  použijeme vzorec vycházející z Fourierovy rovnice pro přestup tepla kondukcí: [20]

$$Q_{ztr} = k \cdot l \cdot (t_{in} - t_{out}), \quad (8)$$

kde  $k$  je součinitel prostupu tepla válcovou stěnou v  $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ ,  $l$  je délka potrubí v  $[\text{m}]$ ,  $t_1$  je teplota proudícího média v potrubí (teplota vnitřní stěny potrubí) a  $t_2$  je teplota v okolí potrubí (teplota okolního vzduchu), obojí v  $[\text{ }^\circ\text{C}]$ .

Součinitele prostupu tepla  $k$  dvouvrstvou válcovou stěnou lze získat z následujícího vztahu: [21]

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot (d_t - 2 \cdot s_t)} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_t}{d_t - 2 \cdot s_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D}{d_t} + \frac{1}{\alpha_o \cdot D}}. \quad (9)$$

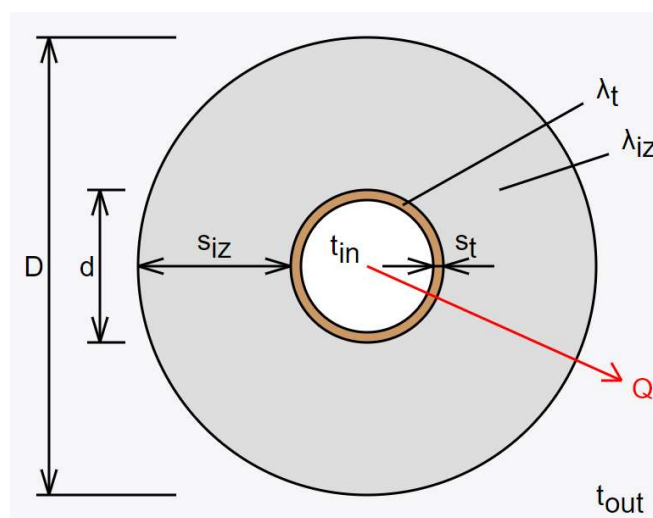
Člen jmenovatele  $\frac{1}{\alpha_i \cdot (d - 2 \cdot s_t)}$  udává přestup tepla konvekcí mezi proudícím médiem a vnitřní plochou stěny trubky a jak již bylo řečeno, kvůli jeho minoritnímu dopadu (vlivu) na celkový přenos tepla, může být zanedbán. Po jeho odstranění získáme rovnici ve tvaru:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_t}{d_t - 2 \cdot s_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D}{d_t} + \frac{1}{\alpha_o \cdot D}}, \quad (10)$$

kde člen  $\frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_t}{d_t - 2 \cdot s_t}$  popisuje prostup tepla stěnou trubky a člen  $\frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D}{d_t}$  stěnou izolace. Poslední člen jmenovatele  $\frac{1}{\alpha_o \cdot D}$  určuje přestup tepla mezi povrchem potrubí (vnější plochou izolace) a okolním prostředím (vzduchem).

Kde:

- $\alpha_i$  - součinitel přestupu tepla mezi médiem proudícím v potrubí a vnitřním povrchem trubky [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
- $\alpha_o$  - součinitel přestupu tepla mezi vnějším povrchem potrubí (izolace) a okolním vzduchem [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
- $\lambda_t$  - součinitel tepelné vodivosti trubky [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
- $\lambda_{iz}$  - součinitel tepelné vodivosti izolace [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
- $d_t$  - vnější průměr trubky a zároveň vnitřní průměr izolace [mm]
- $s_t$  - tloušťka stěny trubky [mm]
- $D$  - vnější průměr izolace [mm]



Obr. 18: Řez potrubím a izolací s popisem proměnných

Pro výpočet ochlazování média při průtoku potrubím vycházíme ze vztahu: [20]

$$Q_{ztr} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad (11)$$

Kde:

$Q_{ztr}$  - teplotní ztráta [W]

$\dot{m}$  - průtok média potrubím [ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ]

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

$\Delta T$  - teplota, o kterou se médium při průtoku potrubím ochladilo [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Po upravení rovnice (8), získáme vztah pro ochlazení média v potrubí:

$$\Delta T = \frac{Q_{ztr}}{\dot{m} \cdot c} \quad (12)$$

#### 4.5.4 Návrh a výpočet izolace potrubí

Při návrhu a výpočtu bylo zjištěno, že pro splnění podmínky „rozdíl teploty média mezi nádrží a vstupem do vzorku je maximálně  $\pm 3^{\circ}\text{C}$ “, nemusí být použita žádná izolace potrubí (viz. výpočet níže).

##### Výpočet potrubí bez izolace:

K nejvyšším tepelným ztrátám dochází při nejnižším průtoku 100 l/h a při nejvyšším rozdílu teplot média a okolního vzduchu, tedy když je teplota nemrznoucí směsi  $115^{\circ}\text{C}$ . Délka potrubí od nádrže ke vzorku je maximálně 3 m.

##### **Trubka**

Vnější průměr:  $d_t := 21.4 \text{ mm}$

Tloušťka stěny:  $s_t := 2.65 \text{ mm}$

Souč. tepelné vodivosti:  $\lambda_t := 50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

### Potrubí

Max. teplota média:  $t_{in} := 115 \text{ K} + 273.15 \text{ K} = 388.15 \text{ K}$

Teplota v okolí potrubí:  $t_{out} := 23 \text{ K} + 273.15 \text{ K} = 296.15 \text{ K}$

Délka potrubí:  $l_{potrubí} := 3 \text{ m}$

Vnitřní průměr potrubí:  $d_1 := d_t - 2 \cdot s_t = 16.1 \text{ mm}$

Vnější průměr potrubí:  $d_2 := d_t$

Součinitel přestupu tepla mezi vnějším povrchem potrubí a okolním vzduchem:  $\alpha_o := 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

Hodnotu součinitele  $\alpha_o$  můžeme pro přibližné výpočty tepelné ztráty potrubí uvažovat  $10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Tato hodnota zhruba odpovídá prostředí, kde bude TTE provozováno, tedy v prostorách, kde neprobíhá nucenému proudění vzduchu a relativní vlhkost vzduchu je od 65 do 75 %.

Min. průtok:  $\dot{m}_{min} := 100 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Měrná tepelná kapacita média:  $c := 3000 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Součinitel prostupu tepla:

$$k' := \frac{\pi}{\frac{1}{2 \lambda_t} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_o \cdot d_2}} = 0.672 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Tepelná ztráta potrubí bez izolace:

$$Q'_{ztr} := k' \cdot l_{potrubí} \cdot (t_{in} - t_{out}) = 185.442 \text{ W}$$

### Ochlazení média v potrubí bez izolace:

$$\Delta T' := \frac{Q'_{ztr}}{\dot{m}_{min} \cdot c} = 2.225 \text{ K}$$

Rozhodnutí nepoužít žádnou izolaci potrubí však není vzhledem k tepelným ztrátám ekonomické. Navíc to ani není vhodné, co se týče bezpečnosti osob, které se mohou v blízkosti potrubí nacházet a dotknout se ho.

Proto bylo rozhodnuto izolaci na potrubí dát a navrhnout ji tak, aby rozdíl teploty média mezi nádrží a vstupem do vzorku nebyl vyšší než  $\pm 1$  °C.

### Výpočet potrubí s izolací:

Jako materiál izolace byla vybrána EPDM pěna ve formě podélně rozříznutých hadic. Tato izolace může být použita v požadovaném teplotním rozsahu, je páro-nepropustná, proto nebude při teplotách pod bodem mrazu docházet na povrchu potrubí ke kondenzaci vzdušné vlhkosti. Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{iz}$  je při teplotě 115 °C přibližně  $0,045 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . Hadice s vnitřním průměrem se nabízejí s tloušťkou stěny od 10 do 25 mm odstupňované po 5 mm.

#### **Izolace**

Tloušťka stěny:  $s_{iz} := 15 \text{ mm}$

Souč. tepelné vodivosti:  $\lambda_{iz} := 0.045 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

#### **Trubka**

Vnější průměr:  $d_t := 21.4 \text{ mm}$

Tloušťka stěny:  $s_t := 2.65 \text{ mm}$

Souč. tepelné vodivosti:  $\lambda_t := 50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

#### **Potrubí**

Max. teplota média:  $t_{in\_max} := 115 \text{ K} + 273.15 \text{ K} = 388.15 \text{ K}$

Teplota v okolí potrubí:  $t_{out} := 23 \text{ K} + 273.15 \text{ K} = 296.15 \text{ K}$

Délka potrubí:  $l_{potrubí} := 3 \text{ m}$

Vnitřní průměr potrubí:  $d_1 := d_t - 2 \cdot s_t = 16.1 \text{ mm}$

Vnější průměr potrubí:  $d_2 := d_t$

Vnější průměr izolace:  $d_3 := d_t + 2 \cdot s_{iz} = 51.4 \text{ mm}$

Součinitel přestupu tepla mezi vnějším povrchem potrubí (izolace) a okolním vzduchem:  $\alpha_o := 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

Součinitel prostupu tepla:

$$k := \frac{\pi}{\frac{1}{2 \lambda_t} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{2 \lambda_{iz}} \cdot \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right) + \frac{1}{\alpha_o \cdot d_3}} = 0.269 \frac{W}{m \cdot K}$$

Tepelná ztráta potrubí s izolací:

$$Q_{ztr} := k \cdot l_{potrubí} \cdot (t_{in\_max} - t_{out}) = 74.208 \text{ W}$$

Min. průtok:

$$\dot{m}_{min} := 100 \frac{kg}{hr}$$

Měrná tepelná kapacita:

$$c := 3000 \cdot \frac{J}{kg \cdot K}$$

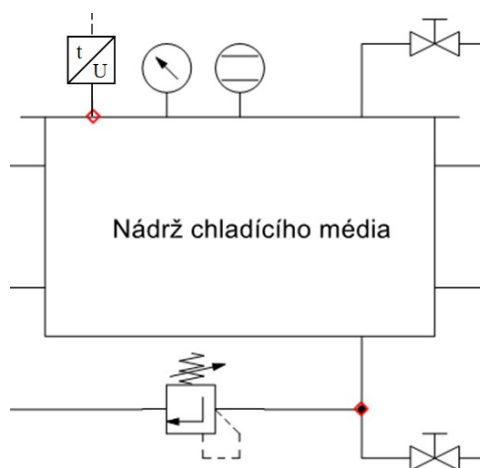
**Ochlazení média v potrubí s izolací:**

$$\Delta T := \frac{Q_{ztr}}{\dot{m}_{min} \cdot c} = 0.89 \text{ K}$$

Pro první výpočet s tloušťkou stěny izolace vyšlo ochlazení média  $\Delta T$  1,067 K, což nevyhovuje požadavku, proto byl výpočet proveden znovu s 15 mm izolací. Izolace s tloušťkou stěny 15 mm již vyhovuje, a tudíž může být použita.

## 5 Nádrž

Nádrž chladicího média je navržena jako tenkostěnná tlaková nádoba. Víko nádoby je odnímatelné a k plášti tlakové nádoby je připevněno přírubově, dno nádoby je k plášti přivařené. Tlaková nádoba je opatřena pojistným ventilem, vlastním snímačem výšky hladiny, čidlem tlaku a teploty. Nádrž je možné napustit či vypustit systémem (potrubím) k tomu určeným. Kromě tohoto vstupu a výstupu pro napouštění a vypouštění má TN dva výstupy pro čerpání kapaliny do hydraulických okruhů se vzorky a dva vstupy pro vracející se médium z těchto okruhů, dále jeden výstup do okruhu na přípravu testovacího média a jeden vstup, kterým se vrací ohřáté/ochlazené testovací médium. TN nádoba je navržena s plochým dnem a víkem. Toto řešení sice není u TN běžné a vzhledem k šíření napětí materiálem ani moc vhodné, avšak navrhovaná TN bude v provozu zatížena maximálně 3 bary, což je pro TN nízká hodnota. Použití rovného dna a víka je jednodušší a levnější řešení především z hlediska výroby než použití např. eliptického dna. Navíc se rovné plochy dají lépe zaizolovat deskovou izolací. Na obr. 19 je vidět schematické zobrazení TN osazené vstupy, výstupy, čidly a pojistovacím ventilem.



Obr. 19: Schéma TN s výstrojí

Tlakové nádoby jsou těsné a většinou uzavřené konstrukční prvky tvaru dutého kruhového válce určené k uchování kapalin nebo plynů, na které působí tlak odlišný od tlaku okolního. Tyto nádoby jsou široce používány v mnoha odvětvích průmyslu, a to například jako uskladňovací a transportní nádrže, pneumatické či hydraulické akumulátory atd. [22]

### 5.1 Teorie navrhování tenkostěnných tlakových nádob

Tenkostěnnou tlakovou definujeme jako tlakovou nádobu, která má vzhledem ke svému poloměru zanedbatelnou tloušťku stěny neboli poloměr nádoby je mnohem větší než tloušťka stěny. [22]

O tlakové nádobě můžeme říct, že je tenkostěnná, pokud je splněn následující předpoklad:

$$\frac{r_i}{e} \geq 10, \quad (13)$$

kde  $r_i$  je vnitřní poloměr nádoby a  $e$  je tloušťka stěny nádoby.



Návrh a výpočet tlakových nádob se provádí dle norem - např. ČSN 69 0010, (ČSN/DIN/BS) EN 13445, PD 5500 a další. Tyto normy popisují postup při návrhu, požadavky na bezpečnost, použitelné materiály a jejich vlastnosti, dále také obsahují postup při zkoušení a revizích TN. [23]

Část 3 EN 13445 uvádí pravidla, která se mají použít pro řešení návrhu a výpočty při vnitřním anebo vnějším tlaku (podle potřeby) tlakových součástí tlakových nádob, jako jsou pláště různých tvarů, ploché stěny, příruby, trubkovnice výměníků včetně výpočtu výztuže otvorů. Dále také určuje pravidla pro součásti vystavené místnímu zatížení a jiným účinkům než tlak. [23]

Normy rozlišují 3 základní postupy, které se využívají pro navrhování tlakových nádob: DBF (Návrh na základě vzorců), DBA (Návrh na základě analýz) a DBE (Návrh na základě experimentu). [23]

Pro všechny součásti tlakových nádob se dá použít metoda DBF (Návrh na základě vzorců). Jsou zde uvedeny vhodné vzorce za účelem nalezení napětí, která musí být omezena na bezpečné hodnoty. [23]

Metoda DBA se využívá pro hodnocení konstrukce komponent nebo specifické příklady zatížení, pro které metoda DBF není vhodná. Je prováděna jako alternativa DBF nebo jako její doplněk. [23]

### 5.1.1 Faktory ovlivňující navrhování TN

#### Provozní tlak

Někdy provozní tlak také nazýváme jako pracovní tlak. TN musí být navržena tak, aby vydržela maximální tlak, kterému bude vystavena při provozu. TN také musí vydržet soustavné namáhání tímto zatížením. [23]

#### Materiál

TN jsou většinou vyrobeny z hladké uhlíkové oceli, nerezové oceli nebo speciálních vyztužených plastů. Pro výběr materiálu se musí vzít v potaz vhodnost na výrobu (především svařitelnost) a také kompatibilita materiálu s pracovním prostředím, ve kterém bude tlaková nádoba skladována či provozována. [24]

#### Provozní teplota

Pevnost kovů (austenitické korozivzdorné oceli) klesá s rostoucí teplotou, což znamená, že maximální dovolené napětí bude záviset na teplotě materiálu. Jako tzv. výpočtová teplota, při které se hodnotí dovolené napětí, by měla být brána maximální provozní teplota, které bude materiál TN při provozu vystaven. Pro tento účel jsou stanoveny koeficienty pracovní (výpočtové) teploty  $k_T$ , které jsou v tabulce 9. [23]

Tab. 9: Koeficient provozní teploty pro austenitické ocele [24]

Temperature $T$			
100 °C	200 °C	250 °C	300 °C
0,75	0,68	0,64	0,60

## Dovolené napětí

Pro účely návrhu je nutné určit hodnotu maximálního dovoleného napětí, které lze akceptovat v materiálu konstrukce. Dle [23] se dovolené napětí pro austenitické ocele stanoví vztahem:

$$f_d = \frac{R_{p1,0/T}}{1,5}, \quad (14)$$

kde  $R_{p1,0/T}$  je mez kluzu  $R_{p1,0}$  vynásobená koeficientem  $k_T$ . Po dosazení získáme celý vztah pro výpočet dovoleného napětí při teplotním namáhání materiálu TN:

$$f_d = \frac{R_{p1,0} \cdot k_T}{1,5}. \quad (15)$$

V tabulce 10 jsou vidět dovolená napětí materiálů, které se používají na konstrukci TN, při různých teplotách. Z hodnot lze vyčíst, jak jsou mechanické vlastnosti některých materiálů více teplotně stabilní než u ostatních.

**Tab. 10: Dovolená napětí materiálů při určitých provozních teplotách [22]**

Material	Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	Design stress at temperature °C (N/mm <sup>2</sup> )									
		0 to 50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Carbon steel (semi-killed or silicon killed)	360	135	125	115	105	95	85	80	70		
Carbon-manganese steel (semi-killed or silicon killed)	460	180	170	150	140	130	115	105	100		
Carbon-molybdenum steel, 0.5 per cent Mo	450	180	170	145	140	130	120	110	110		
Low alloy steel (Ni, Cr, Mo, V)	550	240	240	240	240	240	235	230	220	190	170
Stainless steel 18Cr/8Ni unstabilised (304)	510	165	145	130	115	110	105	100	100	95	90
Stainless steel 18Cr/8Ni Ti stabilised (321)	540	165	150	140	135	130	130	125	120	120	115
Stainless steel 18Cr/8Ni Mo 2½ per cent (316)	520	175	150	135	120	115	110	105	105	100	95

## Spoje

Dva nejčastěji používané druhy spojů u TN jsou spoje svarové (nerozebíratelné) a spoje přírubové (rozebíratelné).

Svarový spoj – při navrhování tlakové nádoby se řeší především jeho kvalita. Kvalita svaru se určuje dle jeho kontroly rentgenem. Podle toho zdali a jak byl svar rentgenem zkontrolován, vybíráme jeden ze tří koeficientů (kvality) svaru z:

$z = 1$ , když je celý svar zkontrolován rentgenem,

$z = 0,8$ , když je svar zkontrolovaný rentgenem jen bodově na několika místech,

$z = 0,7$  odpovídá nezkontrolovanému svaru. [23]

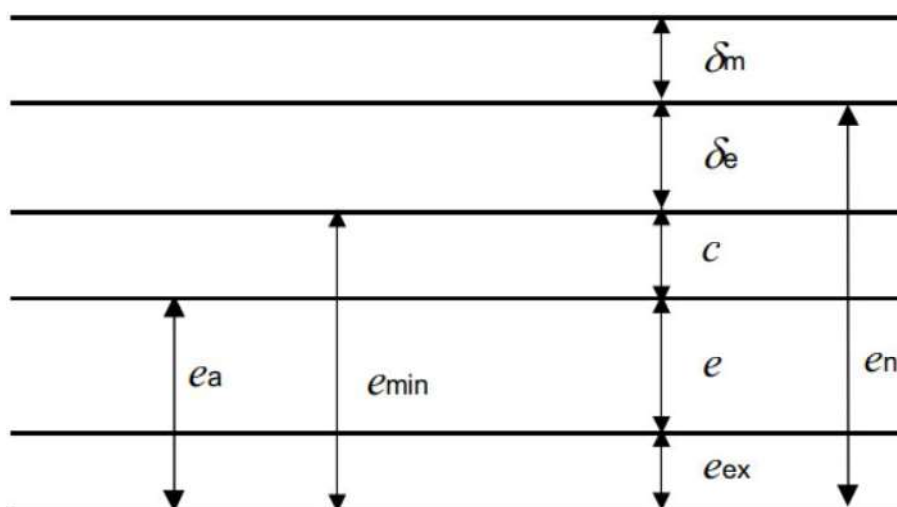
Přírubový spoj – navrhováním a výpočtem přírubových spojů pro TN se zabývá norma ČSN 69 0010, přesněji její část 4.18. Ta popisuje výpočet kruhové příruby krkové, ploché přivařovací, točivé, namáhané vnitřním nebo vnějším přetlakem, vyrobené z oceli, litiny nebo barevných kovů, a dále šroubů a těsnění. Popisuje také návrh a kontrolu šroubových spojů a těsnění.

## Přidavky materiálu

Ve všech případech, kdy může dojít ke zmenšení tloušťky stěny TN, je zapotřebí zavést opatření ve formě tzv. přidavků na tloušťku stěny. Ke snížení tloušťky stěny dochází především zapříčiněním koroze nebo při výrobě, kdy daná výrobní technologie (např. lisování, válcování...) nemůže zaručit přesný rozměr výrobku. [23]

Přídavek na korozi se nevyžaduje, pokud lze tyto jevy vyloučit buď proto, že materiály TN včetně svarů jsou proti nim odolné nebo pokud je vyloučeno, že při provozu a zatížení TN nemůže ke korozi dojít. Korozní přídavek nezajišťuje bezpečnost proti riziku hloubkové koroze. Tam, kde je možný výskyt této koroze, je třeba zvolit tomuto jevu odolné materiály nebo použít speciální povrchovou úpravu. [23]

Grafické znázornění jednotlivých částí tloušťky stěny TN jsou zobrazeny na obr. 20.



Obr. 20: Přidavky materiálu [23]

Kde:

- $e$  - požadovaná tloušťka stěny
- $e_n$  - jmenovitá tloušťka stěny
- $e_{min}$  - minimální výrobní tloušťka ( $e_{min} = e_n - \delta_e$ )
- $e_a$  - vypočtená tloušťka stěny ( $e_a = e_{min} - c$ )
- $c$  - přídavek na korozi
- $\delta_e$  - absolutní hodnota záporné tolerance jmenovité tloušťky součásti (může být převzata např. z materiálových norem)
- $\delta_m$  - přídavek na případné snížení tloušťky při výrobě
- $e_{ex}$  - přídavek na doplnění do jmenovité tloušťky

### 5.1.2 Konstrukce tenkostěnných nádob namáhaných vnitřním tlakem

#### Plášť TN

Pro výpočet cylindrického pláště tenkostěnné tlakové nádoby použijeme jednu z následujících rovnic: [23]

$$e_s = \frac{p \cdot D_i}{2f_d \cdot z - p} \quad (16)$$

nebo

$$e_s = \frac{p \cdot D_e}{2f_d \cdot z + p}, \quad (17)$$

kde  $e_s$  je tloušťka stěny,  $P$  je vnitřní (pracovní) tlak v nádobě,  $D_i$  je vnitřní průměr nádoby,  $D_e$  je vnější průměr nádob,  $f_d$  dovolené napětí a  $z$  je koeficient kvality svaru.

U TN, kde je použito rovné dno či víko, které do okrajů pláště nádoby přenáší další napětí, se dovolené napětí podle [23] dělí koeficient 2,7. Po dosazení např. do rovnice (17) získáme vztah pro výpočet cylindrického pláště u nádob s rovným dnem:

$$e_s = \frac{p \cdot D_e}{2 \frac{f_d}{2,7} \cdot z + p}. \quad (18)$$

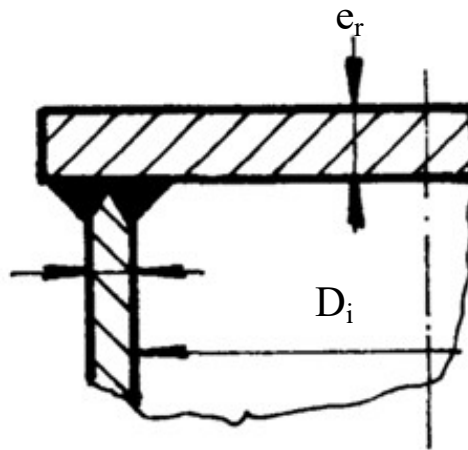
### Rovné dno a víko TN

Tloušťku rovného dna a víka získáme vypočtením vzorce:

$$e_r = C_p D_r \sqrt{\frac{p}{f_d}}. \quad (19)$$

$C_p$  je koeficient druhu (přípevnění) rovného dna/víka,  $D_r$  je průměr, v jaké vzdálenosti je dno či víko uchyceno ke zbytku nádoby. Hodnoty obou těchto proměnných odpovídají typu zakončení TN. [23]

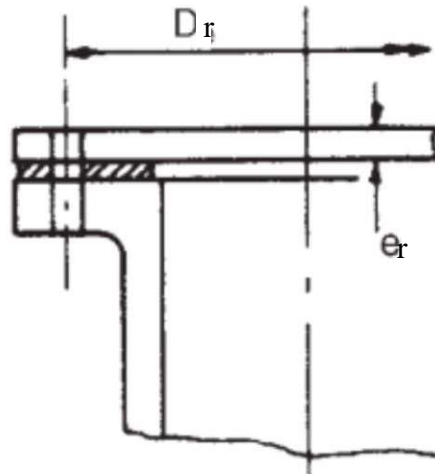
### Navařovaná deska



Obr. 21: Navařovaná deska [23]

U navařované desky je koeficient  $C_p$  roven 0,50 a průměr  $D_r = D_i$ . [23]

## Šroubově uchycená deska

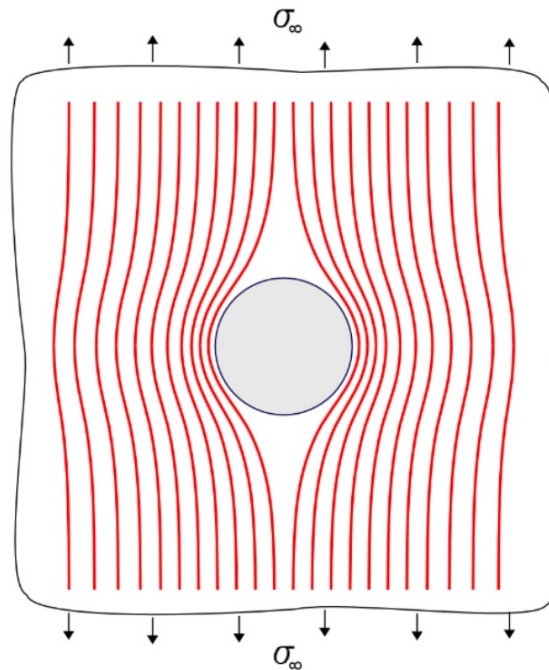


Obr. 22: Šroubově uchycená deska [23]

Pro šroubově uchycenou desku zvolíme  $C_p = 0,40$  a průměr  $D_r$  se bude rovnat průměru kružnice, která opisuje středy šroubů uchycujících desku k přírubě pláště nádoby. [23]

### Napjatost v okolí otvorů tenkých desek

Při zatížení tenkých desek dochází v okolí otvorů ke koncentraci napětí, tento jev se nazývá obručová napjatost. Koncentrace napětí okolo otvoru je dobře vidět na obr. 23, kde červené křivky symbolizují probíhající napětí. Tato skutečnost nesmí být při navrhování tlakové nádoby opomenuta. Proto jsou podle norem všechny otvory a hrdla na TN kontrolována a propočítávána. [22]

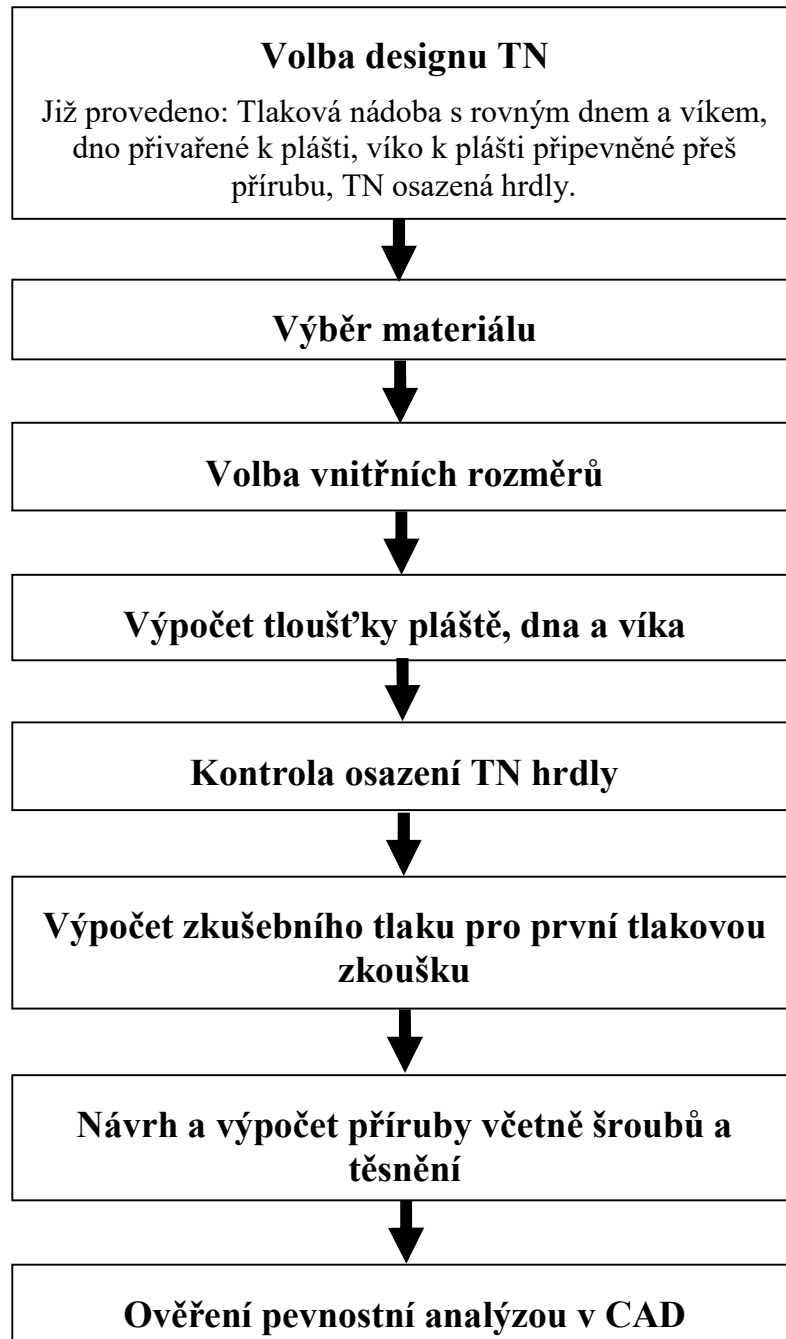


Obr. 23: Koncentrace napětí v okolí otvoru tenké desky [22]

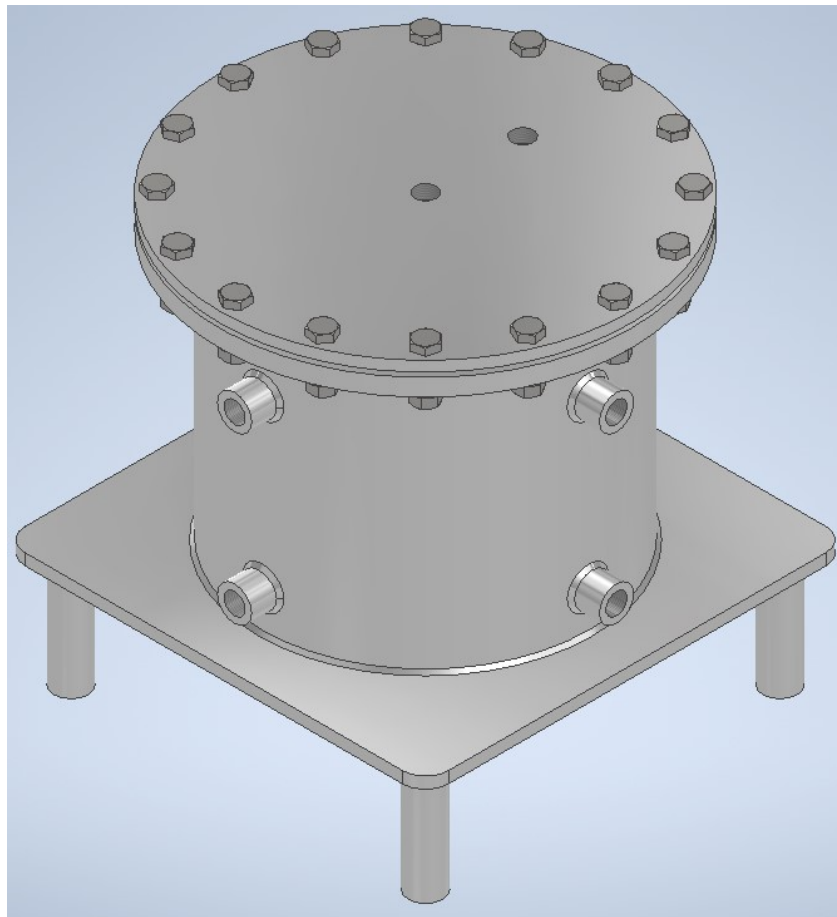
## 5.2 Návrh tlakové nádoby

Pro návrh tlakové nádoby byl zvolen postup, který je zobrazen na diagramu níže. Tento postup je dále detailně rozpracován.

Tlaková nádoba je navrhována a počítána na statické zatížení. Tlakové pulzace způsobené čerpadlem jsou kvazistatické a zanedbatelné.







Obr. 24: Navržená TN

### 5.2.1 Materiál

Na výrobu tlakové nádoby byla zvolena austenitická chrom-niklová ocel 1.4301 (další označení: AISI 304, X5CrNi18-10). Jedná se o nejvíce rozšířenou a používanou korozivzdornou ocel na trhu, která má nízký obsah uhlíku a tak vyniká dobrou svařitelností, což je velmi důležitý aspekt, na který je kladen důraz při výběru materiálu TN. 1.4301 není dobře obrobitelná, ale při správném použití ostrých nástrojů se obrábět dá. Má dostatečné mechanické a teplotní vlastnosti (odolává teplotám až do 350 °C) na použití na konstrukci TN. Její základní mechanické vlastnosti jsou vypsány v tabulce 11. Mezi další výhody tohoto materiálu patří odolnost proti vodě, vodní páře, vzdušné vlhkosti, chemikáliím (odolává jedlým kyselinám a slabým organickým i anorganickým kyselinám). V neposlední řadě je také dobré zmínit její dobrou cenovou dostupnost. [25]

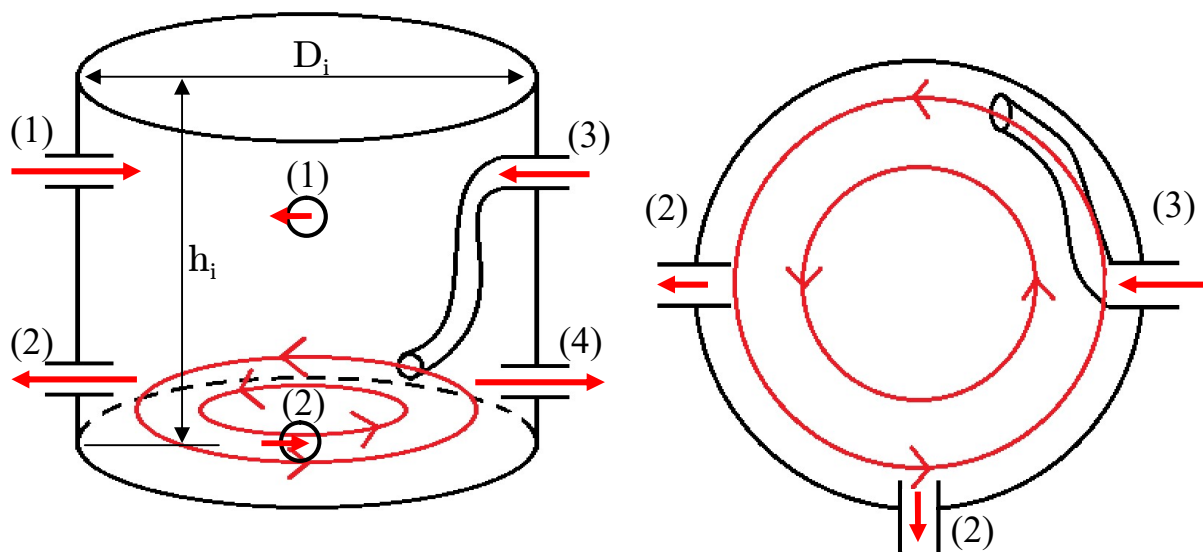
Tab. 11: Mechanické vlastnosti oceli 1.4301 dle ČSN EN 10088

Rozměr t, d [mm]	≤ 8	≤ 13,5	≤ 75	≤ 160	>160 ≤ 250
Stav	po rozpouštěcím žhánání (+AT)				
Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa] min	230	210	190		
Mez kluzu $R_{p1,0}$ [MPa] min	260	250	225		
Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	540–750	520–720	500–700		

### 5.2.2 Vnitřní rozměry

Aby byla v nádobě umožněna dobrá cirkulace média a jeho promíchávání, je nádoba navržena s větším vnitřním průměrem, než je její vnitřní výška. Toto řešení není úplně vhodné pro namáhání nádoby, ale je nezbytné pro správnou přípravu testovacího média. Navíc navrhovaná TN je zatěžovaná relativně nízkým vnitřním tlakem, takže větší plocha dna a víka a tím jejich zatěžování není tak problematické.

Na obr. 25 je vidět navržený princip cirkulace testovacího média v nádobě. Do spodní části nádoby je zavedeno potrubí s ohřátým/ochlazeným médiem takovým způsobem, aby tok z něj zapříčinil promíchávání média v TN. Díky tomuto se docílí toho, že do okruhů se vzorkem bude vždy nasávána kapalina s požadovanou teplotou.



Obr. 25: Schéma cirkulace média v TN s popisem hrdel: (1) vstup z testovacího okruhu, (2) výstup do testovacího okruhu, (3) vstup z okruhu pro přípravu média a (4) výstup do okruhu pro přípravu média

#### Zvolené rozměry

Vnitřní průměr nádoby:  $D_i := 280 \text{ mm}$

Vnitřní výška nádoby:  $h_i := 250 \text{ mm}$

#### Kontrola objemu

Požadovaný min. objem nádoby:  $V_p := 15 \text{ l}$

$$V_{vyp} := \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot h_i = 15.394 \text{ l}$$

### 5.2.3 Tloušťka pláště, dna a víka

Výpočty dovolených namáhání jsou provedeny dle vzorce (15) a výpočty tloušťky pláště, dna a víka jsou provedeny dle vztahů (16 – 19).

**Materiál:** 1.4301 (AISI 304; X5CrNi18-10)

Mez kluzu pro < 8 mm:  $R_{p1.0_8} := 260 \text{ MPa}$

Mez kluzu pro < 13,5 mm:  $R_{p1.0_13.5} := 250 \text{ MPa}$

Max. prac. tlak v nádobě:  
(tlak nastavený na pojist. ventilu)  $p := 0.3 \text{ MPa}$

#### Dovolená napětí

Koeficient teploty pro 200 °C:  $k_T := 0.68$

Výpočet dovoleného napětí pro < 8 mm:  $f_{d_8} := \frac{R_{p1.0_8} \cdot k_T}{1.5} = 117.867 \text{ MPa}$

Výpočet dovoleného napětí pro < 13,5 mm:  $f_{d_{13.5}} := \frac{R_{p1.0_13.5} \cdot k_T}{1.5} = 113.333 \text{ MPa}$

#### Plášť tlakové nádoby

Koeficient svaru:  $z := 0.7$

Vypočtená min. tloušťka stěny nádoby:

$$e_{vyp_s} := \frac{p \cdot D_i}{2 \cdot \frac{f_{d_8}}{2.7} \cdot z - p} = 1.381 \text{ mm}$$

Přídavek na možné zeslabení materiálu při výrobě:  $\delta_m := 1 \text{ mm}$

Výpočet celkové tloušťky stěny nádoby:

$$e_{celk_stena} := e_{vyp_s} + \delta_m = 2.381 \text{ mm} \quad \text{Zvoleno } 3 \text{ mm.} \quad e_s := 3 \text{ mm}$$

### Dno tlakové nádoby

Koeficient druhu rovného dna:

$$C_{pd} := 0.50$$

$$e_{vyp\_d} := C_{pd} \cdot D_i \cdot \sqrt{\frac{p}{f_{d_{13.5}}}} = 7.203 \text{ mm}$$

$$e_{celk\_d} := e_{vyp\_d} + \delta_m = 8.203 \text{ mm}$$

Zvoleno 9 mm.

$$e_d := 9 \text{ mm}$$

### Víko tlakové nádoby

Koeficient druhu rovného dna:

$$C_{pv} := 0.40$$

Průměr vzdálenosti os šoubů:

$$d_{oš} := 332 \text{ mm}$$

$$e_{vyp\_v} := C_{pv} \cdot d_{oš} \cdot \sqrt{\frac{p}{f_{d_{13.5}}}} = 6.833 \text{ mm}$$

$$e_{celk\_v} := e_{vyp\_v} + \delta_m = 7.833 \text{ mm}$$

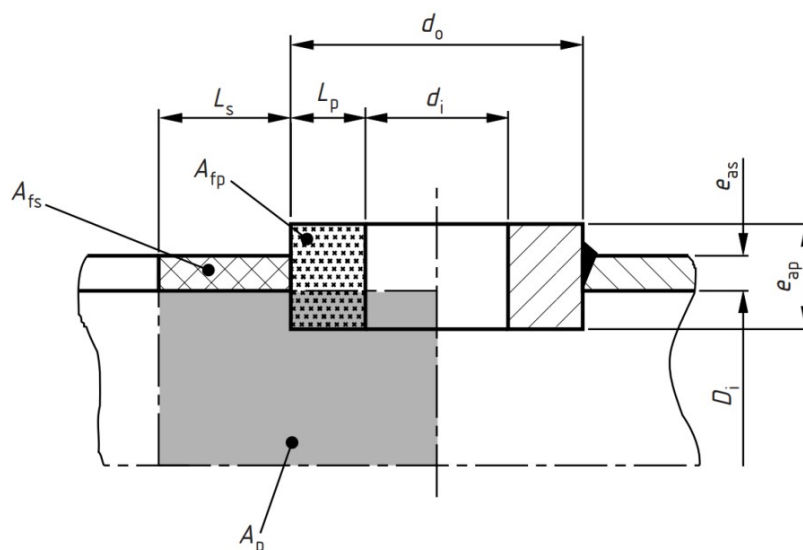
Zvoleno 8 mm.

$$e_v := 8 \text{ mm}$$

#### 5.2.4 Kontrola otvorů a osazení hrdly

Na tlakové nádobě se nachází šest hrdel na plášti, dva otvory na víku a jeden otvor na dně. Byla provedena kontrola otvorů pláště osazených hrdlem a přepočítání tloušťky dna a víka vzhledem k otvorům.

#### Plášť



Obr. 26: Kontrola otvorů osazených hrdly [23]

Byla provedena kontrola hrdel dle [23] na základě porovnání maximální dovolené síly působící na hrdlo s vypočtenou silou, která na hrdlo působí při provozu.

Rozměry:

$$\begin{aligned}
 \text{Vnitřní poloměr pláště TN:} & \quad r_i := \frac{D_i}{2} = 140 \text{ mm} \\
 \text{Tloušťka stěny tlakové nádoby:} & \quad e_{as} := e_s = 3 \text{ mm} \\
 \text{Vzdálenost ovlivněná hrdlem:} & \quad L_s := \sqrt{(2 \cdot r_i + e_{as}) \cdot e_{as}} = 29.138 \text{ mm} \quad (20) \\
 \text{Vnitřní průměr hrdla:} & \quad d_i := 20 \text{ mm} \\
 \text{Vnější průměr hrdla:} & \quad d_o := 30 \text{ mm} \\
 \text{Tloušťka stěny hrdla:} & \quad L_p := \frac{d_o - d_i}{2} = 5 \text{ mm} \\
 \text{Výška hrdla:} & \quad e_{ap} := 30 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Výpočet ploch:

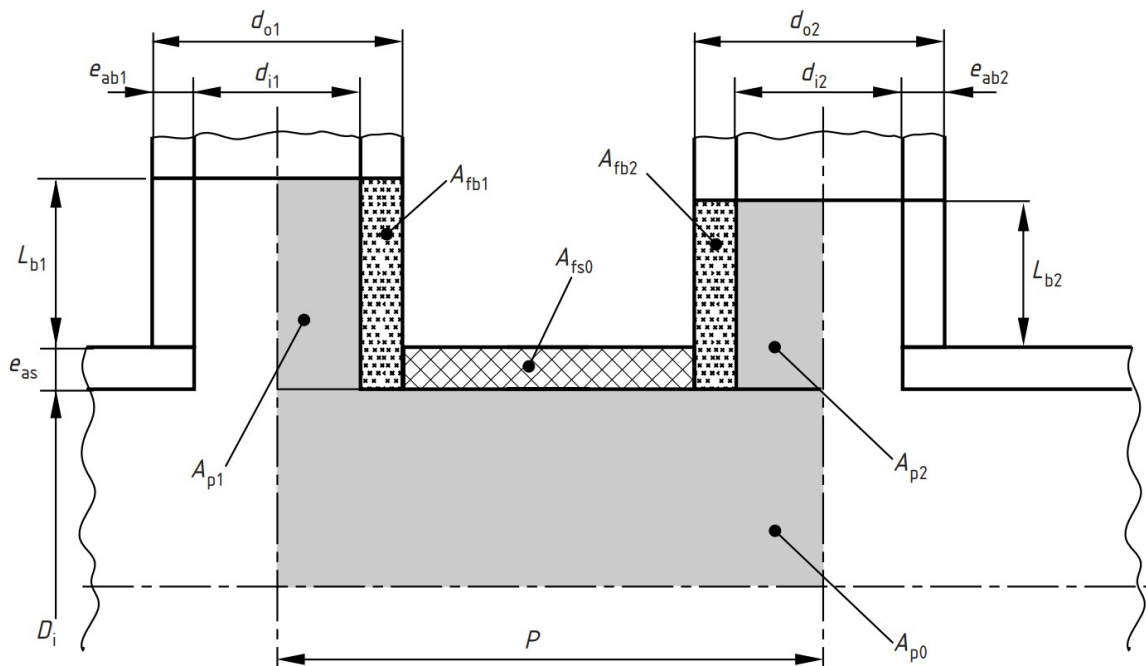
$$\begin{aligned}
 \text{Plocha } A_p: & \quad A_p := \frac{D_i}{2} \cdot \left( L_s + \frac{d_o}{2} \right) = (6.179 \cdot 10^3) \text{ mm}^2 \\
 \text{Plocha } A_{fs}: & \quad A_{fs} := e_{as} \cdot L_s = 87.413 \text{ mm}^2 \\
 \text{Plocha } A_{fp}: & \quad A_{fp} := e_{ap} \cdot L_p = 150 \text{ mm}^2 \\
 \text{Plocha } A_{fb}: & \quad A_{fb} := 0 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

$$\text{Podmínka:} \quad p \cdot (A_p + 0.5 (A_{fs} + A_{fb} + A_{fp})) \leq f_s \cdot A_{fs} + f_p \cdot A_{fp} + f_b \cdot A_{fb} \quad (21)$$

$$p \cdot (A_p + 0.5 \cdot (A_{fs} + A_{fp})) = 1.889 \text{ kN} \quad \leq \quad \frac{f_{d_s}}{2.7} \cdot A_{fs} + \frac{f_{d_{13.5}}}{2.7} \cdot A_{fp} = 10.112 \text{ kN}$$

Podmínka pro osazení pláště hrdly vyhovuje.

### Kontrola můsteků hrdel



Obr. 27: Kontrola můsteků hrdel [23]

#### Rozměry:

Vnitřní poloměr pláště TN:  $r_i := \frac{D_i}{2} = 140 \text{ mm}$

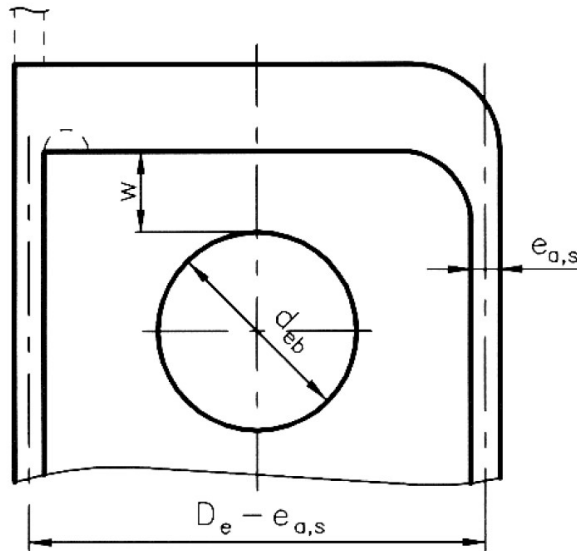
Tloušťka stěny tlakové nádoby:  $e_{as} := e_s = 3 \text{ mm}$

Vzdálenost ovlivněná hrdlem:  $L_s := \sqrt{(2 \cdot r_i + e_{as}) \cdot e_{as}} = 29.138 \text{ mm}$

Rozteč hrdel:  $P_{rozteč} := 145 \text{ mm} \quad \not\geq \quad 2 L_s = 58.275 \text{ mm}$

Bylo zjištěno, že rozteč hrdel  $P_{rozteč}$  není menší než celková vzdálenost, která je hrdly ovlivněná  $2L_s$ . Hrdla se tedy navzájem neovlivňují a kontrola můsteků hrdel nemusí být provedena.

Svarový spoj pláště a nádoby je kritické místo s velkou kumulací napětí, a proto musí být provedena kontrola spodních hrdel na vzdálenost od tohoto místa. Ta se nesmí být nižší než vypočtená min. dovolená vzdálenost od okraje dna TN.



Obr. 28: Otvor pláště u hrany dna [23]

Vzdálenost otvoru od hrany dna:  $W := 20 \text{ mm}$

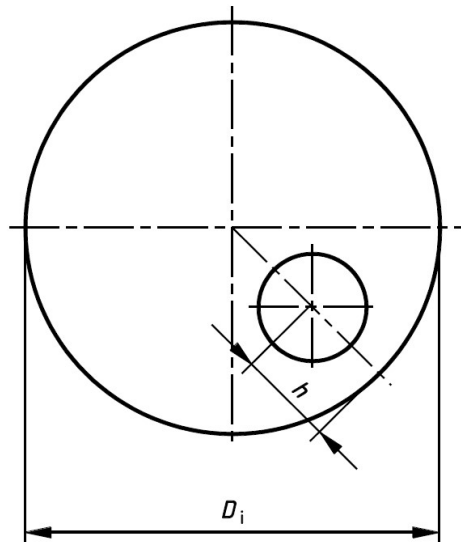
Min. vypočtená vzdálenost otvoru od hrany dna:  $W_{min} := 0.2 \cdot \sqrt{(2 \cdot r_i + e_{as}) \cdot e_{as}} = 5.828 \text{ mm}$  (22)

Podmínka:  $W \geq W_{min}$

Podmínka vzdálenosti otvoru (hrdla) od hrany také vyhovuje.

## Dno a víko

Otvory v rovinných deskách snižují pevnost, a proto musí být proveden přepočít dle [23] tloušťky dna a víka vzhledem k osazení hrdly a otvorům.



Obr. 29: Otvor v plochem dnu [23]

### Pro navařované dno

Rozměry:

Vzdálenost středu otvoru od okraje:  $h := 35 \text{ mm}$

Průměr otvoru:  $d := 20 \text{ mm}$

Koeficienty  $Y_1$  a  $Y_2$  :

$$Y_1 := \min\left(2, \sqrt[3]{\frac{2h}{2h-d}}\right) \quad Y_2 := \sqrt{\frac{2h}{2h-d}} \quad (23,24)$$

Přepočít tloušťky dna:

$$e := \max\left(Y_1 \cdot e_{vyp\_d}, C_{pd} \cdot Y_2 \cdot D_i \cdot \sqrt{\frac{P}{f_{d\_13.5}}}\right) \quad (25)$$

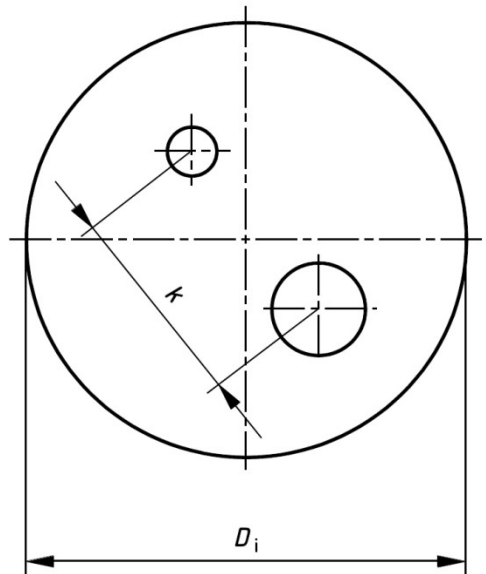
$$e_{celk\_d} := e + \delta_m = 9.523 \text{ mm}$$

Zvoleno 10 mm.

$$e_d := 10 \text{ mm}$$

Bylo zjištěno, že tloušťka dna musí být zvětšena na 10 mm.





Obr. 30: Otvory v plochém víku [23]

### Pro přišroubované víko

Rozměry:

Vzdálenost středů otvorů od sebe:  $k := 85 \text{ mm}$

Průměr průměrů otvorů:  $d_{pr} := \frac{2 \cdot 20}{2} \text{ mm}$

Koeficient  $Y_2$  :

$$Y_2 := \sqrt{\frac{k}{k - d_{pr}}} \quad (26)$$

Přepočet tloušťky víka:

$$e := Y_2 \cdot e_{vyp_v} = 7.813 \text{ mm}$$

$$e_{celk_v} := e + \delta_m = 8.813 \text{ mm}$$

Zvoleno 9 mm.

$$e_v := 9 \text{ mm}$$

Bylo zjištěno, že tloušťka víka musí být také zvětšena a to na 9 mm.

## 5.2.5 Kontrola a zkoušení tlakové nádoby

### První tlaková zkouška

Po návrhu a vyrobení TN se musí před jejím uvedením do provozu provést tzv. první tlaková zkouška. Zkouškou se prokazuje bezpečnost a těsnost nádoby a jejích součástí. TN bude při tlakové zkoušce otestována největším zatížením, kterému bude kdy čelit. Velikost

zkušebního hydraulického tlaku pro svařované TN se vypočítá ze vztahů vypsanych níže a vždy se jako hodnota zkušebního tlaku uvažuje ta vyšší: [24]

$$p_t = 1,25 \cdot p \cdot \frac{f_{d20}}{f_{dT}} \quad (27)$$

Nebo

$$p_t = 1,43 \cdot p_s \quad (28)$$

Kde:

- $p_t$  - zkušební přetlak [MPa]
- $p$  - výpočtový přetlak [MPa]
- $f_{d20}$  - dovolené namáhání materiálu nádoby při výpočtové teplotě 20 °C [MPa]
- $f_{dT}$  - dovolené namáhání materiálu nádoby při výpočtové teplotě [MPa]
- $p_s$  - max. dovolený vnitřní tlak v nádobě [MPa]

Výpočtovým přetlakem  $p$  v provozních podmínkách se rozumí přetlak, pro nějž se provádí pevnostní výpočet TN.

Výpočet zkušebního přetlaku:

Dovolené namáhání materiálů při výpočtové teplotě 20 °C:  $f_{d_{20C}} := \frac{R_{p1.0_{13.5}}}{1.5}$

Dovolené namáhání materiálů při výpočtové teplotě:  $f_{d_{115C}} := \frac{R_{p1.0_{13.5}} \cdot k_T}{1.5}$

Max. dovolený vnitřní tlak v nádobě (min. z max. dov. tlak působící na víko, plášť, dno):

$$p_s := \min \left( \left( \frac{e_d - \delta_m}{C_{pd} \cdot D_i} \right)^2 \cdot f_{d_{13.5}}, \left( \frac{e_v - \delta_m}{C_{pv} \cdot d_{o\delta}} \right)^2 \cdot f_{d_{13.5}}, \frac{2 \cdot \frac{f_{d_8}}{2.7} \cdot z \cdot (e_s - \delta_m)}{D_i + e_s} \right) = 0.411 \text{ MPa} \quad (29)$$

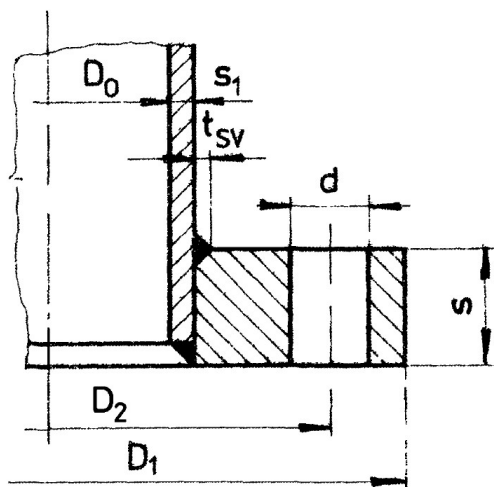
**Zkušební tlak:**

$$p_t := \max \left( 1.25 \cdot p \cdot \frac{f_{d_{20C}}}{f_{d_{115C}}}, 1.43 \cdot p_s \right) = 0.588 \text{ MPa}$$

Zkušební tlak, kterým bude TN ozkoušena první tlakovou zkouškou je 0,588 MPa.

### 5.2.6 Příruba

Návrh a výpočet příruby byl proveden dle ČSN 69 0010 – 4.18. K upevnění víka k plášti tlakové nádoby byla vybrána plochá přivařovací příruba.



Obr. 31: Plochá přivařovací příruba [26]

#### Určení výpočtové teploty a dovoleného namáhání

Výpočtová teplota příruby se určí z tabulky 12.

Tab. 12: Koeficienty na určení výpočtové teploty příruby [26]

Příruba	Izolovaný spoj	Neizolovaný spoj
Krková plochá Točivá	$t = 0,95 \cdot t_m$ $t = 0,91 \cdot t_m$	$t = 0,90 \cdot t_m$ $t = \dots \cdot t_m$

Výpočtová teplota šroubů se určí z tabulky 13.

Tab. 13: Koeficienty na určení výpočtové teploty šroubů příruby [26]

Příruba	Izolovaný spoj	Neizolovaný spoj
Obě pevné Pevná s točivou Obě točivé	$t = 0,93 \cdot t_m$ $t = 0,90 \cdot t_m$ $t = 0,89 \cdot t_m$	$t = 0,85 \cdot t_m$ $t = 0,82 \cdot t_m$ $t = 0,81 \cdot t_m$

Navrhovaná příruba je krková plochá, spoj je pevná příruba s víkem, což se dá pro určení výpočtových teplot přirovnat k případu spoje dvou pevných přírub. Spoj je neizolovaný.

$$\begin{array}{ll} \text{Výpočtová teplota (neizolovaný spoj) - příruby:} & t := 0.90 \cdot 115 = 103.5 \quad ^\circ\text{C} \\ \text{- šroubů:} & t := 0.85 \cdot 115 = 97.8 \quad ^\circ\text{C} \end{array}$$

Dovolené namáhání příruby pro provozní podmínky:

$$\text{Koeficient teploty pro } 100 \text{ } ^\circ\text{C:} \quad k_T := 0.73$$

$$\sigma := \frac{R_{p1.0-13.5} \cdot k_T}{1.5} = 121.667 \text{ MPa}$$

Dovolené namáhání příruby pro tlakovou zkoušku:

$$\sigma_z := \frac{R_{p1.0-13.5}}{1.1} = 227.273 \text{ MPa}$$

Dovolené namáhání pro šrouby pro provozní podmínky:

$$n_T := 2.5$$

$$\text{Mez kluzu šroubu při výp. teplotě:} \quad R_{p1.0s} := 590 \text{ MPa}$$

$$\sigma_s := \frac{R_{p1.0s}}{n_T} = 236 \text{ MPa}$$

Dovolené namáhání šroubů při montáži pro tlakovou zkoušku:

$$n_M := 1.7$$

$$\text{Mez kluzu šroubu při } 20 \text{ } ^\circ\text{C:} \quad R_{p1.0s\_20} := 640 \text{ MPa}$$

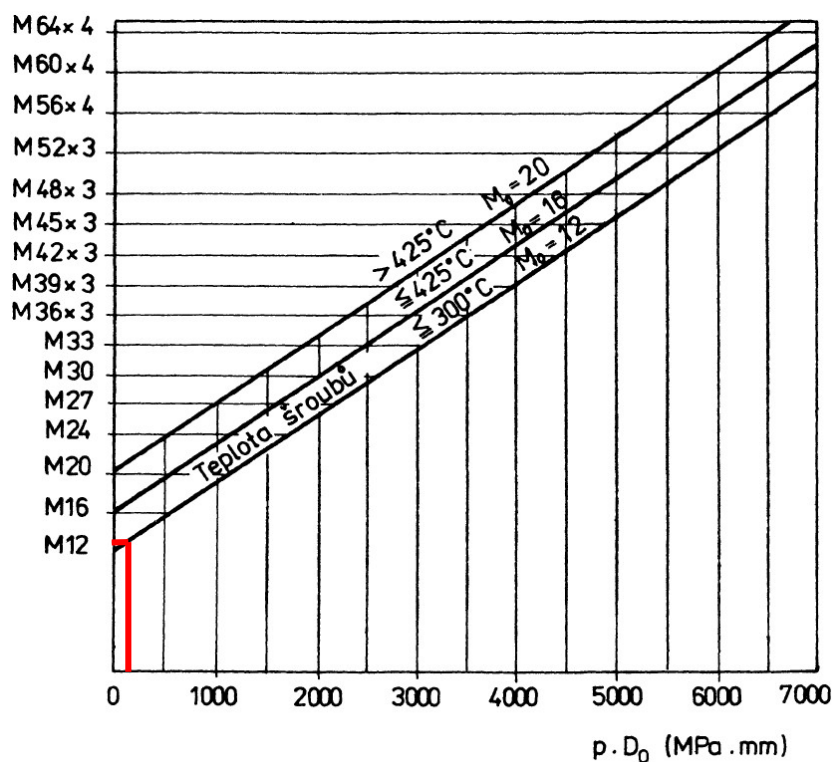
$$\sigma_{sz} := \frac{R_{p1.0s\_20}}{n_M} = 376.471 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti šroubů  $n_T$  a  $n_M$  se určí z tabulky 14.

Tab. 14: Součinitelé bezpečnosti šroubů [26]

Druh šroubů	$n_T$	$n_D$	$n_n$	$n_M$
Šrouby hlavové a svorníkové s nezeslabeným dříkem menší nebo rovné M20	2,50	2,50	1,60	1,70
Šrouby hlavové větší než M20 Šrouby svorníkové s nezeslabeným dříkem M22 až M30 a šrouby se zeslabeným dříkem menší nebo rovné M20	2,30	2,30	1,50	1,57
Šrouby svorníkové s nezeslabeným dříkem M33 a větší Šrouby se zeslabeným dříkem M22 až M30	2,10	2,10	1,40	1,45
Šrouby se zeslabeným dříkem M33 a větší	2,00	2,00	1,33	1,40

Volba rozměru šroubů



Obr. 32: Digram pro návrh rozměru šroubů [26]

$$p \cdot D_0 = 84 \text{ MPa} \cdot \text{mm} \tag{30}$$

Z digramu pro návrh rozměru šroubů (obr. 32) vychází, že vhodný rozměr šroubů je M12.

### Plochá přivařovací příruba

Následujícími výpočty jsou definovány rozměry příruby (průměr roztečné kružnice otvorů pro šrouby, vnější průměr příruby...), je vybráno vhodné těsnění a je zjištěna síla od přetlaku a síla potřebná k udržení těsnosti. Dále jsou spočtena ramena sil potřebná pro výpočet provozního momentu a součinitele tuhosti příruby.

Volba materiálu těsnění: jako materiál těsnění byla vybrána pryž EPDM s tkaninovou výplní. EPDM se vyznačuje teplotní odolností (použití od -40 °C do 125 °C), vysokou odolností proti stárnutí a pružností. Pro zlepšení mechanických vlastností je těsnění vyztuženo tkanivem. [27]

Dané rozměry:

$$s_1 := e_s = 3 \text{ mm} \quad t_{sv} := 3 \text{ mm} \quad D_0 := D_i = 280 \text{ mm}$$

Počet šroubů:  $n := 16$       Pozn.: Doporučuje se číslo dělitelné 4.

Rozměry pro šroub M12:

$$e := 22 \text{ mm} \quad f := 40 \text{ mm} \quad g := 28 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice:

$$D_2 := D_0 + 2 \cdot (s_1 + t_{sv}) + f = 332 \text{ mm} \quad (31)$$

Kontrola, aby se mezi matice vešel klíč:

$$\frac{\pi \cdot D_2}{n} - e \geq 15 \text{ mm} \quad (32)$$

$$\frac{\pi \cdot D_2}{n} - e = 43.188 \text{ mm}$$

Tab. 15: Hodnoty šroubů a pomocné rozměry [26]

Označení šroubu	M12	M16	M20
Plocha průřezu jádra závitu (mm <sup>2</sup> )	84	157	245
Plocha průřezu zeslabeného dříku (mm <sup>2</sup> )	64	123	189
Průměr zeslabeného dříku (mm)	9,0	12,5	15,5
d (mm)	14	18	22
e (mm)	22	28	35
f (mm)	40	46	55
g (mm)	28	34	40

Vnější průměr příruby:  $D_1 := D_2 + g = 360 \text{ mm}$  (33)

Síla od přetlaku:  $F_1 := \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p = 30.536 \text{ kN}$  (34)

Výpočtový (vnější) průměr těsnění:  $D_t := 320 \text{ mm}$

Těsnění - pryž s tkanivem:  $m := 1.25 \quad q_t := 2.8 \text{ MPa}$

Šířka těsnění:  $b_t := 15 \text{ mm}$

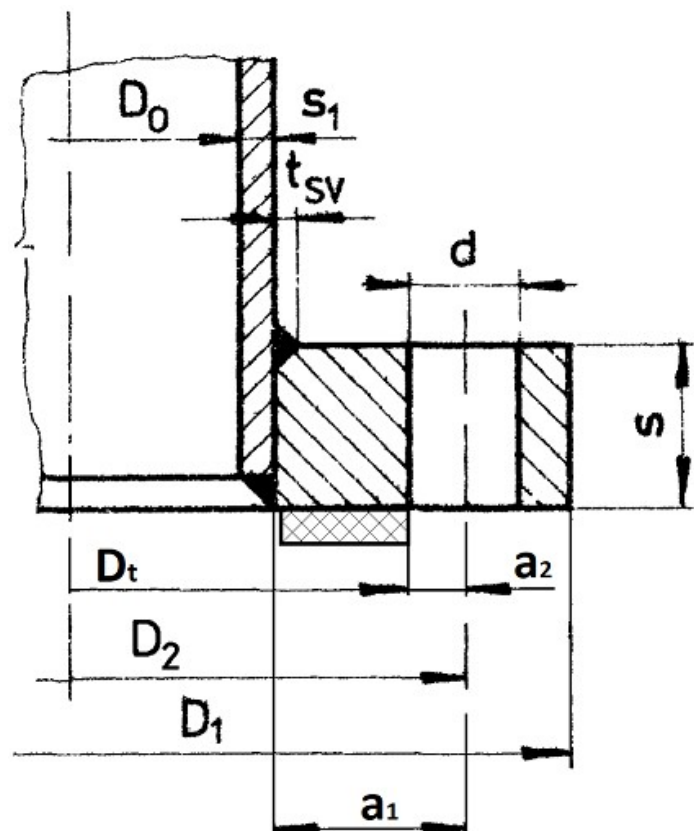
Výpočtová šířka:  $b_v := \frac{b_t}{2} = 7.5 \text{ mm}$  (35)

Tloušťka těsnění:  $t_t := 4 \text{ mm}$

Síla potřebná k udržení těsnosti:  $F_2 := 2 \cdot \pi \cdot D_t \cdot b_v \cdot m \cdot p = 5.655 \text{ kN}$  (36)

Rameno síly od přetlaku:  $a_1 := \frac{1}{2} (D_2 - D_0 - s_1) = 24.5 \text{ mm}$  (37)

Rameno síly potřebné k utěsnění:  $a_2 := \frac{1}{2} (D_2 - D_t) = 6 \text{ mm}$  (38)



Obr. 33: Příruba – rozměry, upraveno dle [26]

Tab. 16: Hodnoty těsnění [26]

Materiál těsnění	m	$q_t$ (MPa)
1	2	3
Pryž s tkanivem	1,25	2,8
Pryž bez tkaniva	1,0	1,4
IT těsnění		
tloušťky 1 mm	3,25	38,5
1,5 mm	2,9	30,0
2 mm	2,5	21,0
3 mm	2,5	21,0
Teflon	2,75	30,0
Grafitové těsnění	2,0	6,2

V této části jsou spočteny součinitelé, které zohledňují otvory šroubů, a součinitel tuhosti přírubového spoje.

Opravný součinitel na rozteč otvorů pro šrouby:

Vnější průměr závitu šroubu:  $d_s := 12 \text{ mm}$

$$\eta_o := \max \left( \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot D_2}{5 \cdot n \cdot d_s}}, 1 \right) = 1.028 \quad (39)$$

Součinitel průměrů otvorů pro šrouby:

Vnější průměr závitu šroubu:  $d_s := 12$

$$K := \max \left( \frac{48 - d_s}{18}, 1 \right) = 2 \quad (40)$$

Součinitel tuhosti přírubového spoje (pro spoj příruby s rovným nevyztuženým víkem):

Koeficienty:  $C_1 := 0.91$   $C_2 := 0.05$

$$\alpha := \min \left( 1.5, \max \left( \frac{D_t}{22 \cdot a_2} + \frac{C_1}{2} \cdot \frac{a_1}{a_2} + C_2, 1 \right) \right) = 1.5 \quad (41)$$



Tab. 17: Koefficienty druhu příruby pro výpočet její tuhosti [26]

Příruba	Šrouby	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>
Krková	R <sub>m</sub> <sup>20</sup> ≤ 600 MPa	0,80	0,18
	R <sub>m</sub> <sup>20</sup> > 600 MPa	0,46	0,54
Plochá přivařovací		0,91	0,05

Jedny z nejpodstatnějších hodnot při navrhování příruby jsou síly zmíněné v následujících výpočtech:

$$\text{Provozní síla:} \quad F_P := F_1 + F_2 = 36.191 \text{ kN} \quad (42)$$

$$\text{Síla pro udržení zkušebního přetlaku:} \quad F_{Pz} := \frac{p_t}{p} \cdot (F_1 \cdot \alpha + F_2) = 100.883 \text{ kN} \quad (43)$$

$$\text{Síla utahovací pro dosažení těsnosti:} \quad F_u := \pi \cdot D_t \cdot b_v \cdot q_t = 21.112 \text{ kN} \quad (44)$$

$$\text{Síla montážní pro tlakovou zkoušku (jestliže je } F_{Pz} \geq F_u, \text{ potom):} \quad F_M := F_{Pz}$$

Provozní síla je součet síly od přetlaku a síly potřebné k udržení těsnosti. Z provozní síly lze vypočítat potřebný utahovací moment šroubů pro provozní podmínky. Ze síly montážní pro tlakovou zkoušku lze zase spočítat utahovací moment pro tlakovou zkoušku.

Krom výpočtů zmíněných utahovacích momentů, jsou hodnoty sil potřebné také pro výpočet minimální plochy průřezů šroubů a pro získání výpočtového momentu, který dále figuruje při výpočtu tloušťky listu příruby.

### Výpočet šroubů

Potřebná plocha průřezů šroubů:

$$S := \max\left(\frac{F_P}{\sigma_s}, \frac{F_M}{\sigma_{sz}}\right) = 267.972 \text{ mm}^2 \quad (45)$$

$$\text{Plocha průřezu jádra závitu:} \quad S_1 := 84 \text{ mm}^2$$

$$\text{Min. počet šroubů:} \quad n_{min} := \frac{S}{S_1} = 3.19 \quad (46)$$

### Výpočet momentů

Výpočtový provozní moment:  $M_p := F_1 \cdot a_1 + F_2 \cdot a_2 = 884.643 \text{ N} \cdot \text{m}$  (47)

Moment montážní pro tlakovou zkoušku, redukováný na výpočtovou teplotu:

$$M_M := \max \left( M_p \cdot \frac{p_t}{p}, F_M \cdot a_2 \right) \cdot \frac{f_{d_{115C}}}{f_{d_{20C}}} = 1042.581 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (48)$$

Výpočtový moment:

$$M := \max (M_p, M_M) = 1042.581 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (49)$$

Maximální moment, který bude na přírubový spoj působit, je 1119,2 N·m. Tohoto momentu bude dosaženo při tlakové zkoušce.

Pro získání tloušťky listu příruby je potřeba vypočítat pomocné hodnoty:

#### Pomocné hodnoty

Průměr otvoru pro šroub:  $d := 13.5 \text{ mm}$

$$B := D_1 - D_0 - K \cdot d \quad (50)$$

$$Z := 1.275 \frac{M}{f_{d_{20C}}} \quad (51)$$

$$A := (D_0 + s_1) \cdot 0.75 \cdot s_1^2 \cdot \frac{f_{d_{18}}}{f_{d_{20C}}} \quad (52)$$

#### Parametry příruby

Tloušťka listu příruby:

$$s := \max \left( \eta_o \cdot \sqrt{\frac{Z - A}{B}}, 1.25 \cdot d_s \right) = 15 \text{ mm} \quad (53)$$

Získaná tloušťka listu příruby je 15 mm. Jde o poslední potřebný rozměr příruby. Nyní už může být provedena pevnostní kontrola přírubového spoje (šroubů, příruby a těsnění).

Pro kontrolu pevnosti příruby je ještě nezbytné vypočítat průřezový modul příruby:

$$W_p := \frac{\pi}{4} \left( B \cdot s^2 \cdot \frac{1}{\eta_o^2} + A \right) = 9923.1 \text{ mm}^3 \quad (54)$$

## Pevnostní kontrola přírubového spoje

### Pevnostní kontrola šroubů

Nosné průřezy šroubů a jejich počet musí splňovat podmínku:

$$\begin{array}{ll} \text{Pro provoz:} & \text{Pro montáž:} \\ \frac{F_P}{n \cdot S_1 \cdot \sigma_s} \leq 1 & \frac{F_P}{n \cdot S_1 \cdot \sigma_{sz}} \leq 1 \\ \frac{F_P}{n \cdot S_1 \cdot \sigma_s} = 0.114 & \frac{F_P}{n \cdot S_1 \cdot \sigma_{sz}} = 0.072 \end{array} \quad (55)$$

### Pevnostní kontrola příruby

Rozměry příruby musí splňovat podmínku:

$$\begin{array}{l} \frac{M}{W_p \cdot \sigma} \leq 1 \\ \frac{M}{W_p \cdot \sigma} = 0.864 \end{array} \quad (56)$$

### Pevnostní kontrola těsnění

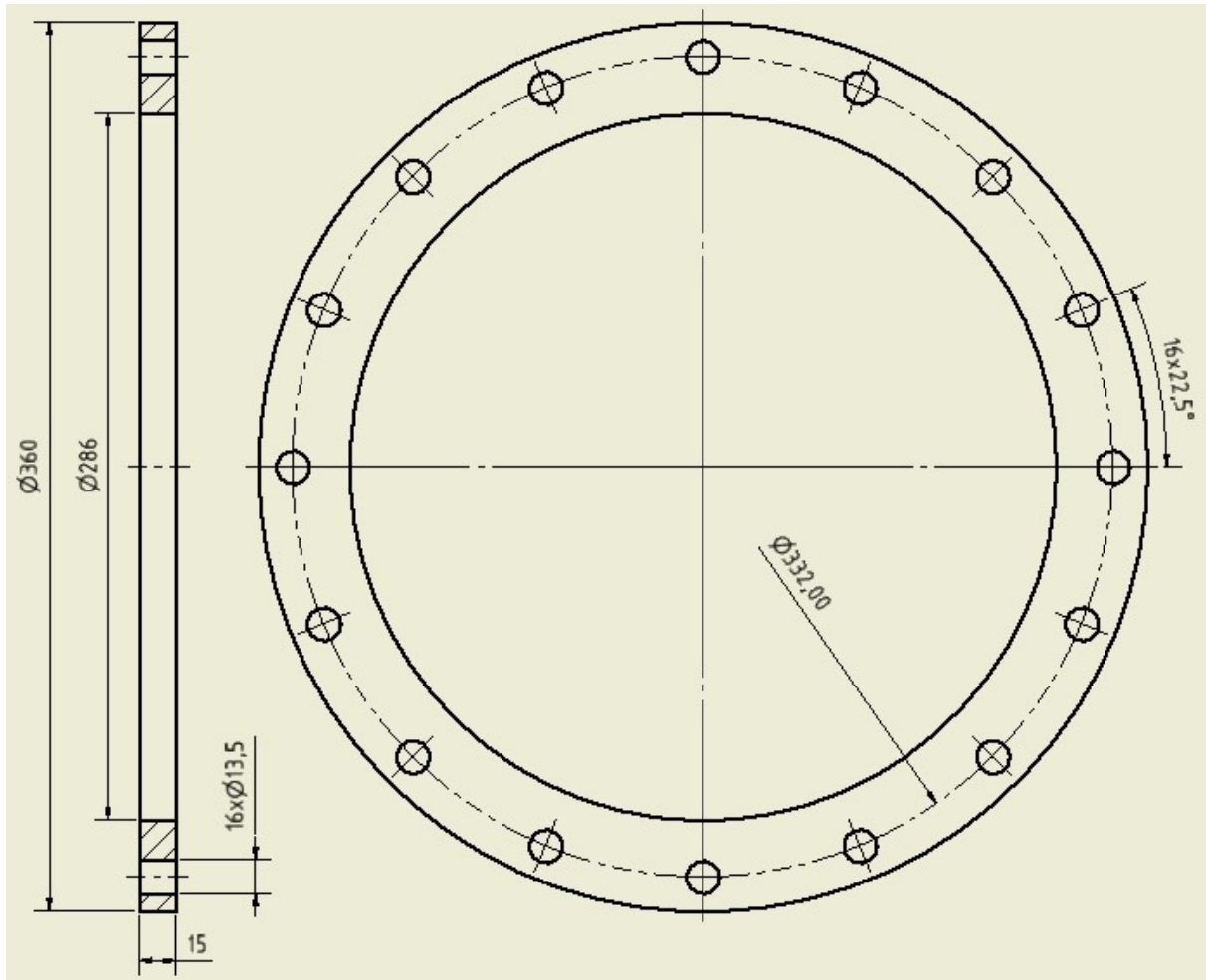
Rozměry těsnění musí vyhovovat podmínce:

$$\begin{array}{l} \text{Součinitel těsnění: } \quad \gamma := 3 \\ \frac{F_P}{\pi \cdot D_t \cdot b_t \cdot \gamma \cdot q_t} \leq 1 \\ \frac{F_P}{\pi \cdot D_t \cdot b_t \cdot \gamma \cdot q_t} = 0.286 \end{array} \quad (57)$$

Tab. 18: Součinitel dovoleného zatížení těsnění [26]

Těsnění	$\gamma$
Ploché na rovných lištách nebo u nákrůžku a výkružku	3,0
Ploché těsnění na pero a drážku	4,5
Hřebenové	1,0
Profilové kruhové nebo oválné na rovinných plochách	0,5
Oválné a oktagonální v drážkách	2,0

Navržený přírubový spoj vyhovuje pevnostním kontrolám. Na obr. 35 jsou vidět všechny rozměry navržené příruby.



Obr. 34: Nákres navržené příruby

### Určení minimálních utahovacích momentů šroubů přírubového spoje (výpočty provedeny dle [28])

Aby bylo dosaženo potřebných utahovacích sil pro montáž, je potřeba vypočítat utahovací momenty šroubů.

Hodnoty pro šroub M12:

Vnější průměr šroubu:	$d_s = 12 \text{ mm}$
Průměr stoupání:	$d_2 := 10.8 \text{ mm}$
Rozteč závitu:	$p_{roztec} := 1.25 \text{ mm}$
Koeficient tření v závitech:	$f_z := 0.15$
Koeficient tření pod hlavou šroubu:	$f_h := 0.15$
Průměr hlavy šroubu:	$d_h := 19 \text{ mm}$
"Průměr" pod hlavou šroubu:	$d_H := \frac{d_h + d_s}{2} = 15.5 \text{ mm}$
Osová síla na jeden šroub při provozu:	$\frac{F_P}{n} = 2.262 \text{ kN}$
Os. síla na jeden šroub pro udržení zk. přetlaku:	$\frac{F_{Pz}}{n} = 6.305 \text{ kN}$

Výpočet utahovacího momentu pro provoz:

$$M_{uP} := \frac{F_P}{n \cdot 2} \cdot \left( d_2 \cdot \tan \left( \operatorname{atan} \left( \frac{p_{roztec}}{\pi \cdot d_2} \right) + \operatorname{atan} (f_z) \right) + d_H \cdot f_h \right) = 4.924 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (58)$$

Výpočet utahovacího momentu pro tlak. zkoušku:

$$M_{uPz} := \frac{F_{Pz}}{n \cdot 2} \cdot \left( d_2 \cdot \tan \left( \operatorname{atan} \left( \frac{p_{roztec}}{\pi \cdot d_2} \right) + \operatorname{atan} (f_z) \right) + d_H \cdot f_h \right) = 13.727 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (59)$$

Jako montážní utahovací moment pro šrouby, které spojují víko TN s přírubou TN, bylo zvoleno 14 -18 N · m.

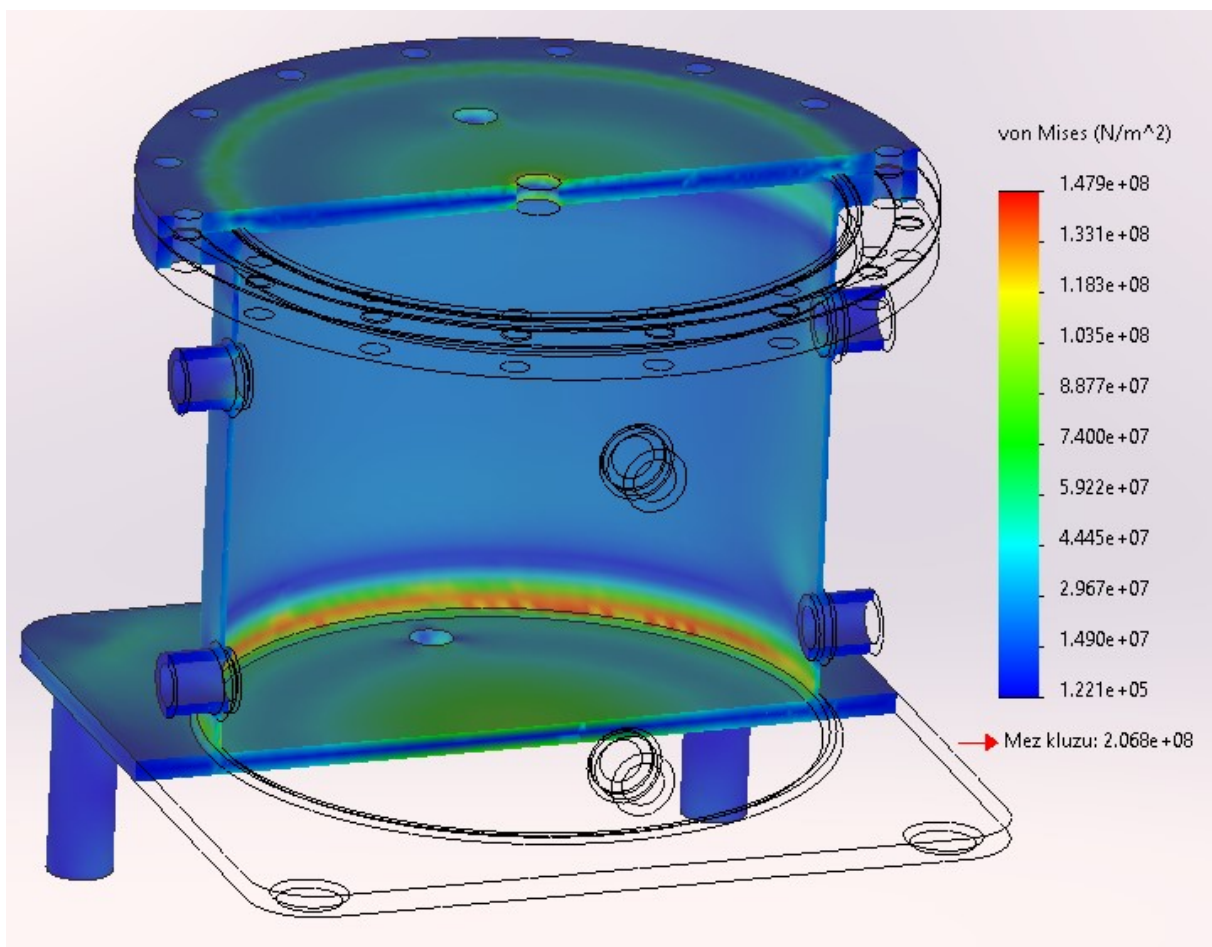
### 5.2.7 Ověření pevnosti TN statickou analýzou v CAD

Pro ověření pevnosti TN statickou analýzou FEM v CAD bylo zvoleno zatížení rovné tlaku při první tlakové zkoušce (0,588 MPa). Jak již bylo zmíněno v 5.2.5 Kontrola a zkoušení tlakové nádoby, největší zatížení, kterému bude TN kdy odolávat, je právě zatížení při tlakové zkoušce.

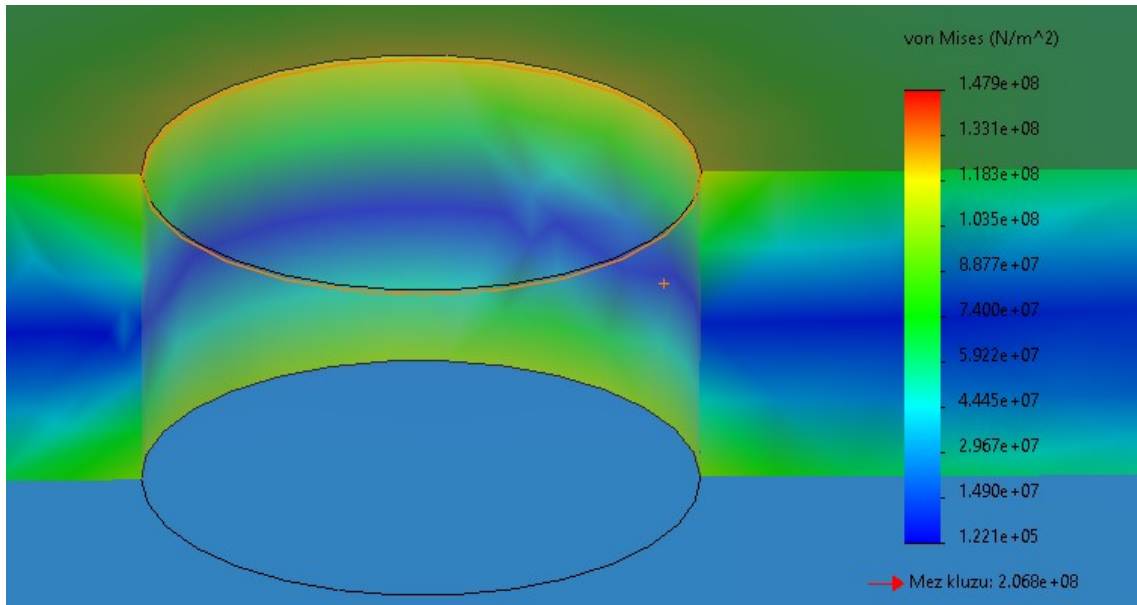
V Příloze 2 - Příprava na statickou analýzu pevnosti FEM v CAD je popsán postup přípravy na FEM analýzu.

### Výsledky

#### Napětí (von Mises)

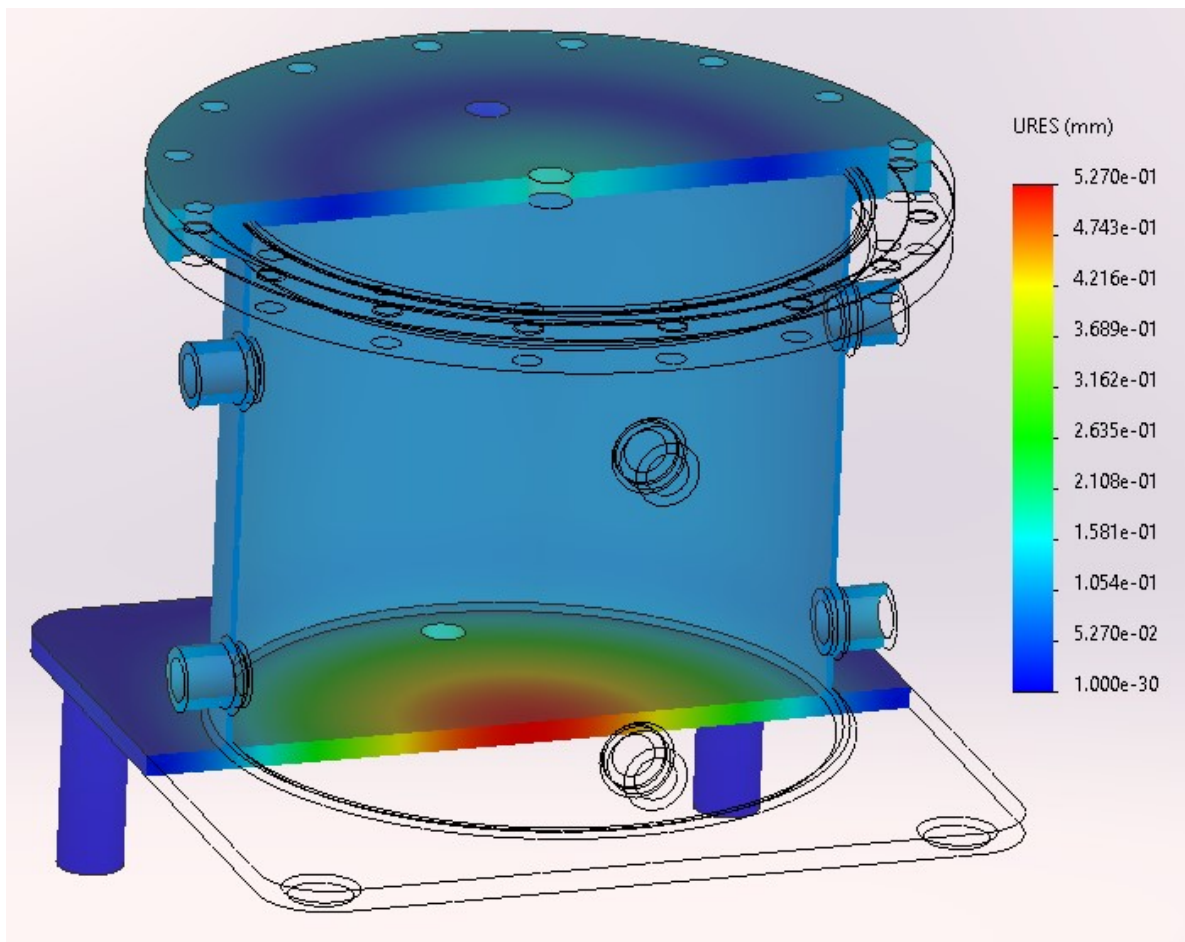


Obr. 35: Napětí (von Mises)



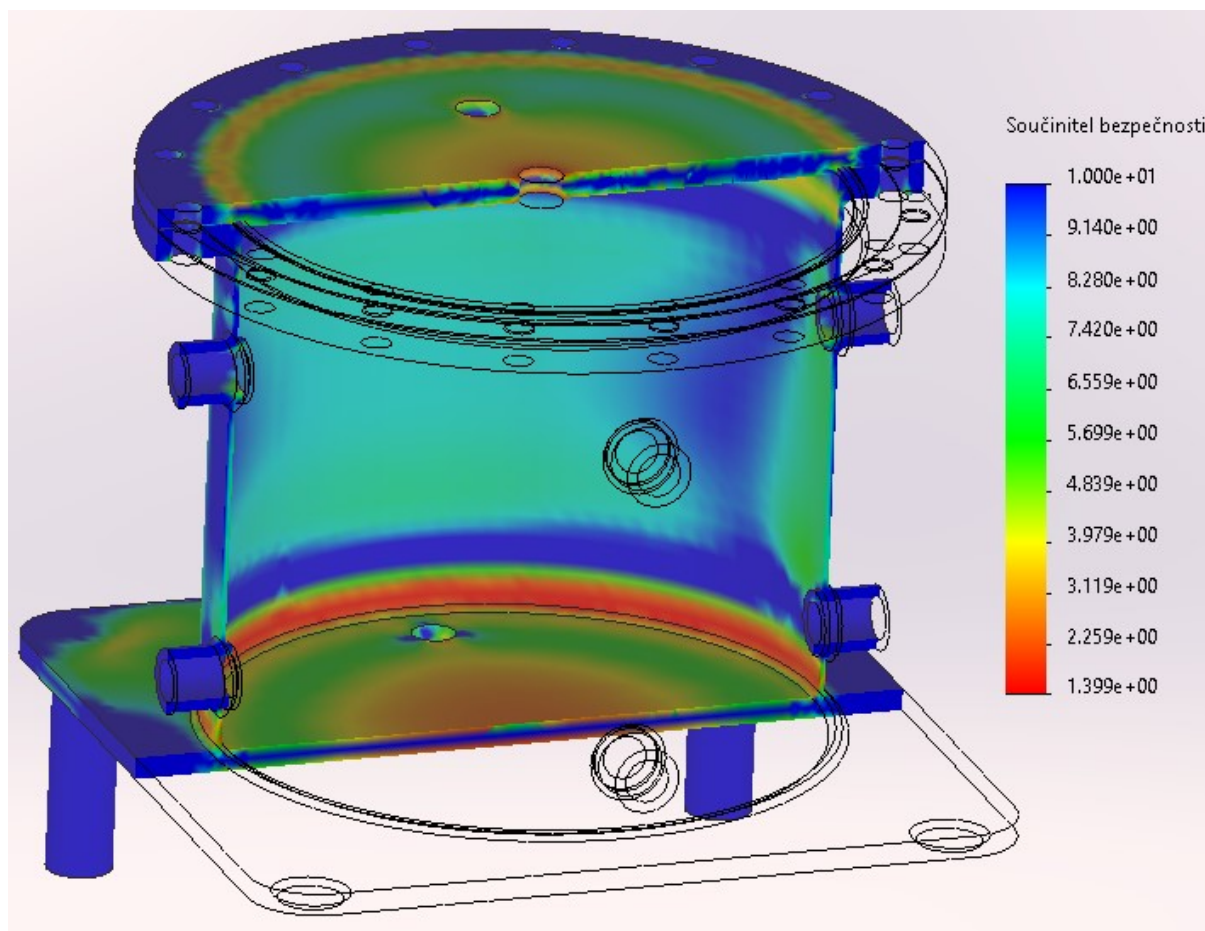
Obr. 36: Detaily průběhu napětí okolo otvoru ve středu víka

### Posunutí



Obr. 37: Posunutí (výsledné)

### Koeficient bezpečnosti



Obr. 38: Koeficient (součinitel) bezpečnosti

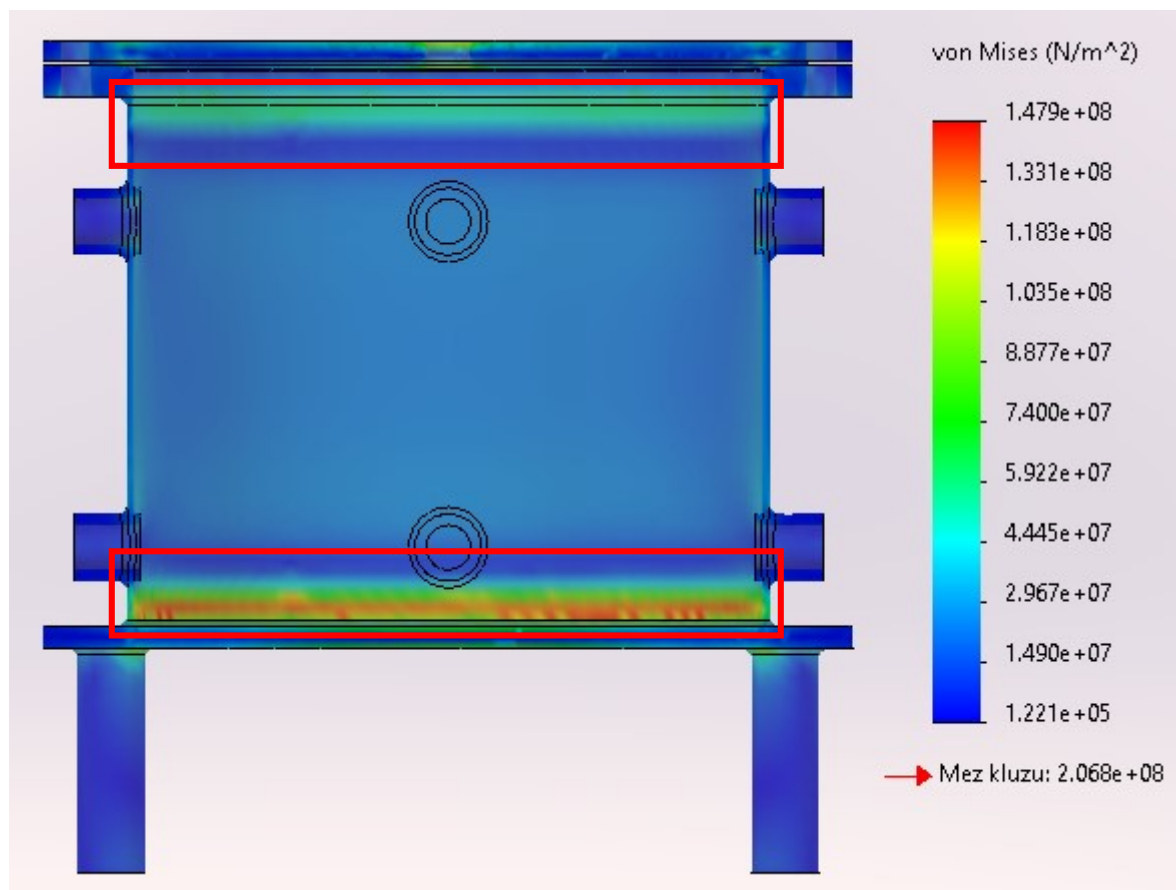
### Zhodnocení výsledků

Statickou analýzou bylo zjištěno, že TN je nejvíce namáhaná v oblasti spoje pláště a dna svarem. Jde o oblast zatíženou momentem, kterým na plášť působí zatížené rovné dno. V horní části TN, kde je plášť přivařen k přírubě, se tato oblast vyskytuje také, avšak napětí zde není tak vysoké. Již při volbě designu TN a výběru rovného dna a víka, bylo jasné, že tato místa budou z tohoto pohledu nejproblématictější. Proto se dle normy [23] u navrhování TN s rovným dnem/víkem dovolené napětí ve výpočtu pro tloušťku stěny pláště dělí koeficientem 2,7. Jde o opatření kvůli momentově ovlivněným částem pláště TN (obr. 39). Dalším kritickým místem jsou otvory ve víku TN, kde dochází k obručové napjatosti (obr. 36).

K největším posunutí dochází ve středu dna a pak také ve středu víka TN. Deska dna vykazuje maximální posunutí na TN, jeho hodnota je 0,53 mm.

Z výsledků hodnocení koeficientu bezpečnosti vychází, že TN splňuje pevnostní požadavky. Při první tlakové zkoušce dosahuje součinitel bezpečnosti hodnoty 1,4.



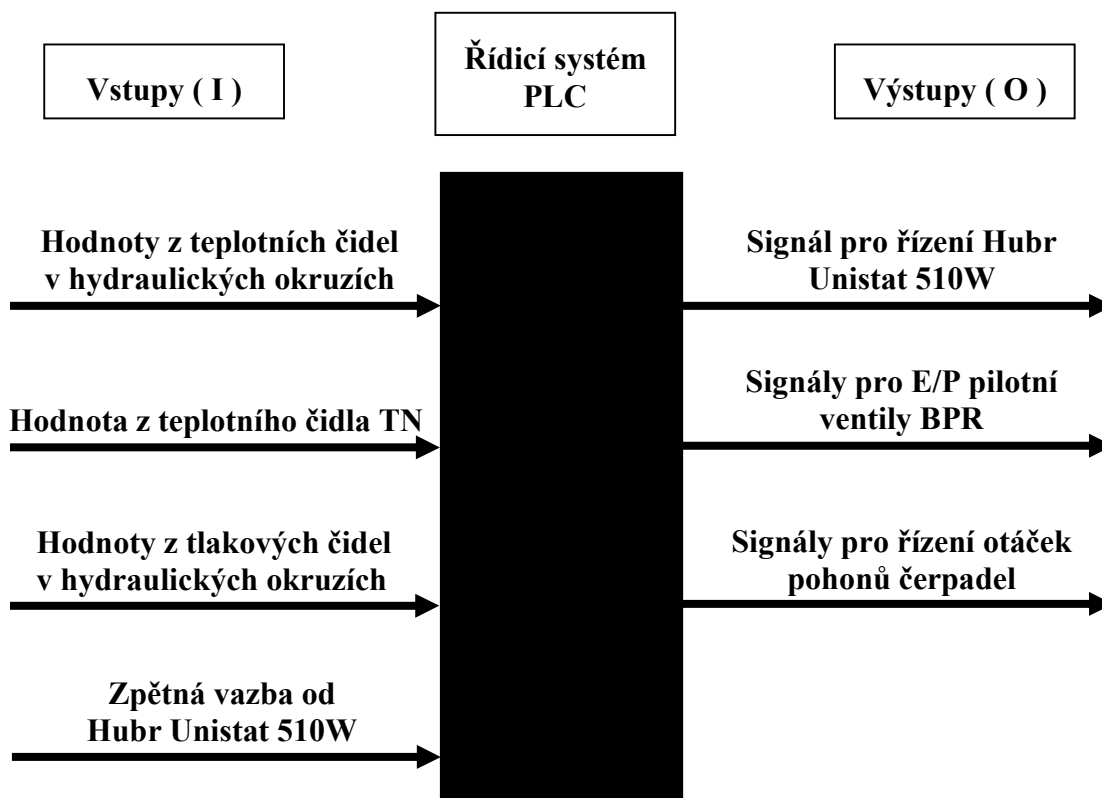


Obr. 39: Momentově ovlivněné oblasti pláště TN

## 6 Stanovení požadavků na řídicí systém

V této kapitole budou stanoveny požadavky na řídicí systém zařízení ve smyslu potřebných vstupů a výstupů k ovládnání celého zařízení.

- Vstupy ( I - *input* ) slouží k vyčítání měřených hodnot z čidel zařízení a jako zpětná vazba pro řízení systému.
- Výstupy ( O - *output* ) slouží k řízení ovládatelných částí zařízení.



## 7 Výsledné řešení

Schéma zařízení se nachází v Příloze č. 3

Bylo navrženo zřízení, které je schopné zatěžovat testovanou komponentu definovanou teplotou od  $-35\text{ °C}$  do  $115\text{ °C}$ , průtokem  $100 - 400\text{ l/h}$  a požadovaným tlakem  $2\text{ bar}$ . Testovacím médiem a nositelem tepelné energie je nemrznoucí kapalina.

V nádrži chladicího média je připravená testovací kapalina o požadované teplotě. Změna a udržování teploty testovacího média je uskutečněno jeho čerpáním přes okruh určený pro teplotní úpravu média, kde se nachází agregát Huber Unistat  $510\text{ W}$ , který je schopný kapalinu ohřívat nebo chladit. Průtok a ohřev/chlazení v tomto okruhu jsou řízeny řídicí jednotkou zařízení. Z nádrže je testovací médium odebíráno do dvou testovacích hydraulických okruhů se vzorkem. Každý okruh má na svém vstupním potrubí manuální ventil pro odpojení. Každý okruh je vybaven vlastním čerpadlem s pohonem s proměnnými otáčkami, takže je možné v každém okruhu docílit odlišného průtoku. Každý okruh také obsahuje čidlo tlaku a čidlo teploty. Čidla jsou umístěna na potrubí před vstupem do vzorku, kde snímají teplotu a tlak testovacího média. Hodnoty tlaku a teploty jsou následně odesílány do řídicí jednotky. Za vzorkem se nachází průtokoměr, který je určený pro kontrolu průtoku. Další součástí okruhu je tlakový ventil BPR, který udržuje definovaný tlak před vlastním vstupem, tedy v části potrubí, kde se nachází vzorek. Posledním prvkem testovacího hydraulického okruhu, který se nachází před vstupem do nádrže, je filtr.

Příprava testovacího média na požadovanou teplotu je řízena jednotkou na základě vstupů z teplotních čidel v testovacích okruzích a teplotního čidla v tlakové nádobě. Jednotka řídí otáčky pohonu čerpadla v přípravném okruhu a komunikuje s agregátem Huber Unistat  $510\text{ W}$ .

Průtok v testovacích okruzích je řízen jednotkou na základě požadovaných otáček čerpadla. Frekvenční měnič pohonu čerpadla přijímá od jednotky signál a ovládá otáčky elektromotoru. Díky této koncepci lze řídit průtok velmi jednoduše za chodu zařízení.

Požadovaná hodnota tlaku chladicí kapaliny v okruzích se vzorkem je zajištěna BPR. Ten udržuje procesní tlak tak, aby se rovnal nastavené hodnotě na elektropneumatickém pilotním regulátoru, který je řízený jednotkou. Zpětná vazba pro řízení tlaku je hodnota z tlakového čidla, které se nachází před vzorkem. Velkou výhodou tohoto řešení je velmi přesné, dynamické a spojitě řízení tlaku a to především při tak velkém rozsahu teplot a průtoků, které na zařízení budou provozovány. V neposlední řadě je také dobré zmínit, že BPR tlumí tlakové pulzace v okruhu, které jsou způsobené provozem čerpadla.

Všechna potrubí na zařízení jsou izolována, tudíž nedochází ke zbytečným teplotním ztrátám. Při testování je maximální rozdíl teplot mezi nádrží a vzorkem  $\pm 1\text{ °C}$ .

Princip provádění dlouhodobých teplotních zkoušek:

Na TTE je napojená testovaná komponenta, kterou kontinuálně protéká médium o teplotě od  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $115\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Ověřuje se odolnost materiálů tetované komponenty proti nízkým a vysokým teplotám.

Princip provádění šokových teplotních zkoušek:

Testovaný vzorek je napojen na testovací okruh TTE a je umístěn v teplotní komoře při záporné teplotě např.  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . V nádrži TTE je připraveno testovací médium o vysoké teplotě např.  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Čerpadlo v testovacím okruhu je následně zapnuto a čerpá horké médium přes vzorek.

Teplotní šok simuluje situaci, kdy je motor jednu hodinu vypnut a znovu nastartován při mrazivém počasí. Teplota chladicí kapaliny uvnitř motoru zůstává na  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , uvnitř vzorku se společně s ostatními částmi vzorku ochladí na  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Po nastartování motoru proudí horká chladicí kapalina přes vzorek a způsobuje teplotní šok.

## 8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout zkušební zařízení pro testování komponent napojených na chladicí okruh motoru vozidla, na kterém je možné provádět dlouhodobé teplotní zkoušky nového produktu podle zákaznických požadavků a specifikací. Po vytvoření rešerše a získání znalostí v oboru nízkotlaké hydrauliky bylo navrženo požadavkům a bezpečnosti vyhovující zařízení. Díky rozboru technických řešení a průzkumu trhu byly vybrány nejvhodnější komponenty pro danou aplikaci.

Největším problémem při navrhování zařízení byla volba vhodných komponent a materiálů vzhledem k velkému rozsahu teplot, ke kterému při provozu TTE dochází. Při výběru těchto součástí systému byl kladen velký důraz na jejich teplotní stabilitu a odolnost.

Nejkritičtějším prvkem zařízení z hlediska bezpečnosti je tlaková nádoba. Ta byla navržena dle norem a ověřena z hlediska pevnosti FEM analýzou v CAD. Je však ještě dobré zmínit, že před tím, než půjde tlaková nádoba do provozu, musí být provedena její tlaková zkouška. Tím bude finálně zkontrolována bezpečnost tlakové nádoby. Hodnota potřebného přetlaku pro první tlakovou zkoušku je v práci také vypočtena.

Problematický jev, ke kterému bude při teplotních zkouškách s proměnlivým teplotním profilem na zařízení docházet, je tepelné cyklické zatěžování materiálu, které je doprovázeno mechanickým zatížením. Únava materiálu vlivem tepelně - mechanického namáhání je velmi komplikovaná záležitost, která si ještě vyžádá další řešení. Tlaková nádoba bude zkontrolována metodou založenou na podrobném stanovení celkových napětí s použitím FEM analýzy nebo jednou z experimentálních metod. Důraz bude kladen na slabá místa tlakové nádoby, jako jsou svary a předeprnuté spoje.

Kromě navržení funkčního testovacího zařízení vidím přínos práce také v tom, že může být použita jako návod při návrhu podobných zařízení, nízkotlakých hydraulických okruhů a tlakových nádob.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] WUNDERLICH, Bernhard. *Thermal analysis of polymeric materials*. Berlin: Springer, 2005. ISBN 3-540-23629-5.
- [2] *Polymery: Struktura polymerů a její vliv na vlastnosti* [online]. [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/03.html>
- [3] MELICHAR, Jan. *Úvod do čerpací techniky*. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN ISBN978-80-01-05056-9.
- [4] VIKING PUMP. *SPUR GEAR PRODUCT LINE: CAST & DUCTILE IRON SEALLESS MAG DRIVE PUMPS: SG-805 Series™, SGN-805 Series™, SG-807 Series™, SGN-807 Series™*. Katalog výrobků od firmy VIKING PUMP. A Unit of IDEX Corporation • Cedar Falls, IA ©2020.
- [5] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN isbn80-01-02657-4.
- [6] DOLEČEK, Josef a Zdeněk HOLOUBEK. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00036-X.
- [7] Odstředivá čerpadla: Bezucpávkové odstředivé čerpadlo s magnetickou spojkou M-PUMPS. *SONNEK Engineering* [online]. [cit. 2022-03-11]. Dostupné z: <https://sonnek.com/cz/čerpadla/odstrediva-čerpadla/product/bezucpavkove-odstredive-čerpadlo-s-magnetickou-spojku-m-pumps/>
- [8] Zubové čerpadlo. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-03-12]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Zubov%C3%A9\\_čerpadlo](https://cs.wikipedia.org/wiki/Zubov%C3%A9_čerpadlo)
- [9] VAŘURA, Jaroslav. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Druhé vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1987.
- [10] NOŽIČKA, Jiří. *Mechanika tekutin*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN isbn80-01-02865-8.
- [11] NORD DRIVESYSTEMS. *EN M7000 Motors*. Katalog výrobků od firmy Tecnica Industriale Srl – Global Industrial Supplies. Dostupné z: [https://www.nord.com/media/documents/bw/m7000\\_en\\_1322.pdf](https://www.nord.com/media/documents/bw/m7000_en_1322.pdf)
- [12] ĎAŘO, Stanislav, Ludvík BEJČEK a Antonín PLATIL. *Měření průtoku a výšky hladiny*. Praha: BEN - technická literatura, 2005. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-7300-156-X.
- [13] KADLEC, Karel. *Ultrazvukové průtokoměry – princip, vlastnosti a použití*. AUTOMA: časopis pro automatizační techniku [online]. 2013(7) [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: [https://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf\\_articles/10538.pdf](https://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/10538.pdf)
- [14] KADLEC, Karel. *Vírové průtokoměry – princip, vlastnosti a použití*. AUTOMA: časopis pro automatizační techniku [online]. 2014(10) [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: [https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf\\_articles/53030.pdf](https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/53030.pdf)
- [15] ENDRESS+HAUSER. *Technical Information: Proline Prowirl O 200, vertex flowmeter*. Katalog výrobků od firmy Endress+Hauser Group Services AG.

- [17] FUCHS, John. *Valves – Backpressure Regulating Valves* [online]. 2012 [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: <https://techblog.ctgclean.com/2012/04/valves-backpressure-regulating-valves/>
- [18] GS SERIES. *¼" – 1" Back Pressure Regulators for gas, liquid, and mix phase service*. Katalog výrobků od firmy EQUILIBAR © Precision fluid control. Dostupné z: [https://www.equilibar.com/PDF/Equilibar-GS\\_GSD\\_Series-General\\_Service\\_Back\\_Pressure\\_Regulators.pdf](https://www.equilibar.com/PDF/Equilibar-GS_GSD_Series-General_Service_Back_Pressure_Regulators.pdf)
- [19] KELLY, Michael. *Industrial Insulation: Pipe Insulation (Hot & Cold) Material Selection & Application*. Solas, 2014.
- [20] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [21] JÍLEK, Miroslav a Zdeněk RANDA. *Termomechanika: Sbírká příkladů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004.
- [22] HARVEY, John F. *Theory and design of pressure vessels*. New York: Van Nostrand Reinhold, 1985. ISBN 0-442-23248-9.
- [23] ČSN EN 13445-3 (695245). *Netopné tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet*. Datum účinnosti od 1. 12. 2021
- [24] ČSN EN 13445-2 (695245). *Netopné tlakové nádoby - Část 2: Materiály*. Datum účinnosti od 1. 12. 2021
- [25] Nerez 1.4301. *Inerez.cz: nerezový materiál a zařízení* [online]. [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: <https://www.inerez.cz/1.4301/>
- [26] ČSN 69 0010 - 4.18. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výpočet pevnosti: Přírubové spoje*. 1990.
- [27] EPDM: materiál, který nestárne. *GUMEX* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/blog/epdm-material-ktery-nestarne-235>
- [28] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. První vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

## Seznam použitého SW

SW č. 1: Scheme Editor 6 od firmy Bosch Rexroth AG – Tvorba hydraulických schémat

SW č. 2: PTC Mathcad Prime 3.1 – Výpočty

SW č. 3: SOLIDWORKS 2020 – Statická analýza FEM

SW č. 4: Autodesk Inventor Professional 2020 – Výkresová dokumentace

## Seznam příloh

Příloha č. 1: Parametry a rozměry BPR GSD4/GS4 [18]

Příloha č. 2: Příprava na statickou analýzu pevnosti FEM v CAD

Technická dokumentace (přílohy volně vložené):

Příloha č. 3: Schéma zařízení TTE

Příloha č. 4: Výrobní výkres víka tlakové nádoby (č. výkresu DP 2021/2022 – 1)

Příloha č. 5: Výkres sestavy tlakové nádoby (č. výkresu DP 2021/2022 – 2)

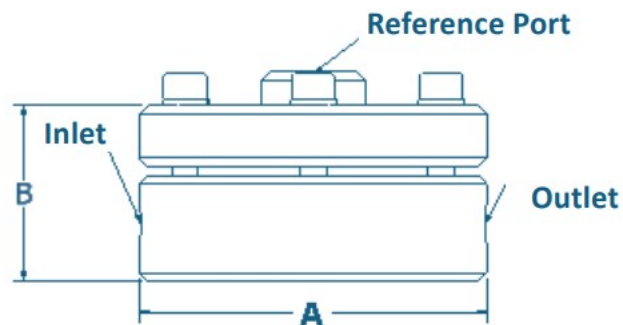
Příloha č. 6: Seznam položek – kusovník k výkresu sestavy (č. výkresu DP 2021/2022 – 3)



## PŘÍLOHA č. 1

### Parametry a rozměry BPR GSD4/GS4 [18]

BASE PART #	MAX. PRESSURE RATING <sup>1</sup>	FLOW COEFF. (CV)		PROCESS PORT SIZE IN (DN)	REFERENCE PORT SIZE	PORT THREADS		DIM A	DIM B		
	PSIG (BAR)	MIN	MAX			STANDARD	OPTIONAL	INCH (MM)			
Stainless Steel 316/316L, Hastelloy C276, Titanium, Monel and Zirconium Models											
GSD2/GS2	750 (51)	1E-03	1.20	1/4" (8)	1/8"	N (NPT)	B, C, O, R, S, T	3.00 (76)	1.34 (34)		
GSDM2	1000 (68)							3.25 (83)	1.34 (34)		
GSDH2	2500 (172)							3.30 (84)	1.70 (43)		
GSD3/GS3	400 (28)		1.80	3/8" (10)				3.50 (89)	1.40 (36)		
GSDM3	800 (55)							3.75 (95)	1.54 (39)		
GSDH3	1400 (97)							3.85 (98)	1.78 (45)		
GSD4/GS4	350 (24)	1E-02	3.20	1/2" (15)			1/8"	N (NPT)	B, C, F, G, O, R, S, T	4.50 (114)	1.73 (44)
GSDM4	750 (52)									5.00 (127)	1.85 (47)
GSDH4	1400 (97)									5.00 (127)	1.98 (50)
GSD6/GS6	300 (21)		5.50	3/4" (20)						6.00 (152)	2.01 (51)
GSDM6	700 (55)									6.25 (159)	2.44 (62)
GSDH6	1600 (110)									6.40 (163)	2.90 (74)
GSD8/GS8	150 (10)	8.50	1" (25)	7.00 (178)	2.50 (64)						
GSDM8	500 (34)			7.25 (184)	2.76 (70)						
GSDH8	2100 (145)			7.80 (198)	3.33 (85)						
Aluminum											
GSD2	400 (27)	1E-03	1.20	1/4" (8)	1/8"	N (NPT)			B, C, T	3.00 (76)	1.34 (34)
GSD3	250 (17)		1.80	3/8" (10)						3.50 (89)	1.40 (36)
GSD4	200 (13)		3.20	1/2" (15)			4.50 (114)	1.73 (44)			
GSD6	150 (10)	1E-02	5.50	3/4" (20)			6.00 (152)	2.01 (51)			
							8.50	1" (25)		7.00 (178)	2.50 (64)

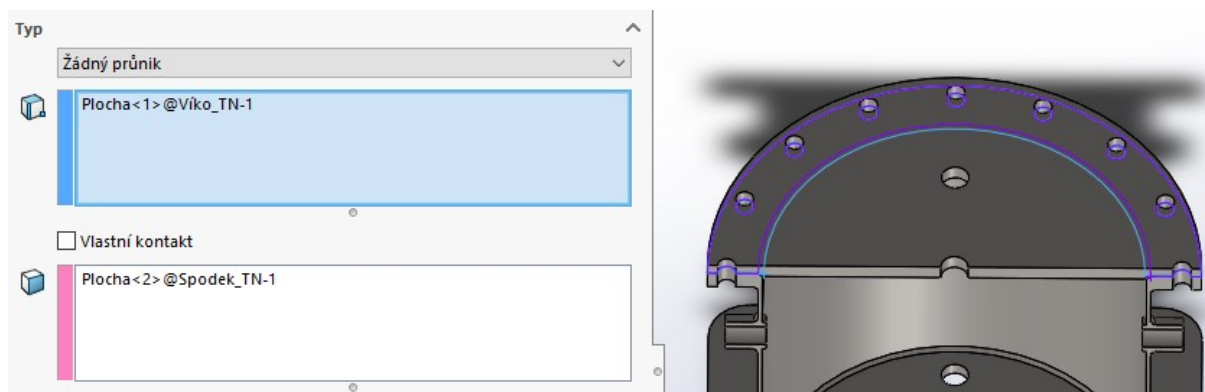


## PŘÍLOHA č. 2

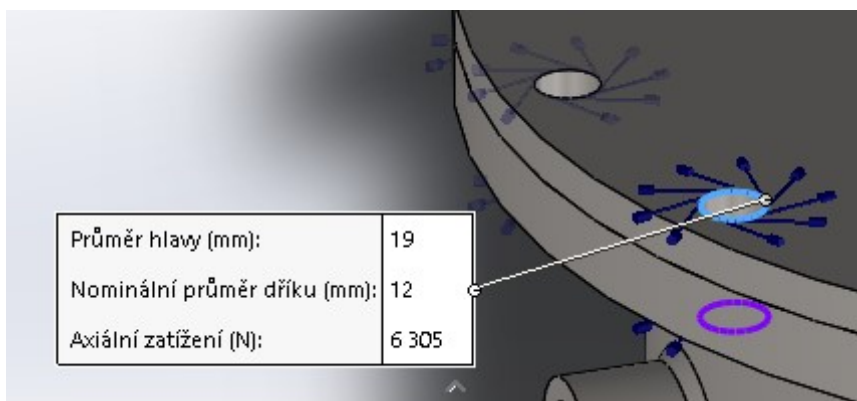
### Příprava na statickou analýzu pevnosti FEM v CAD

#### Definování spojení:

Pro dotykové plochy příruby a víka byla definovaná Kontaktní sada typu: Žádný průnik:

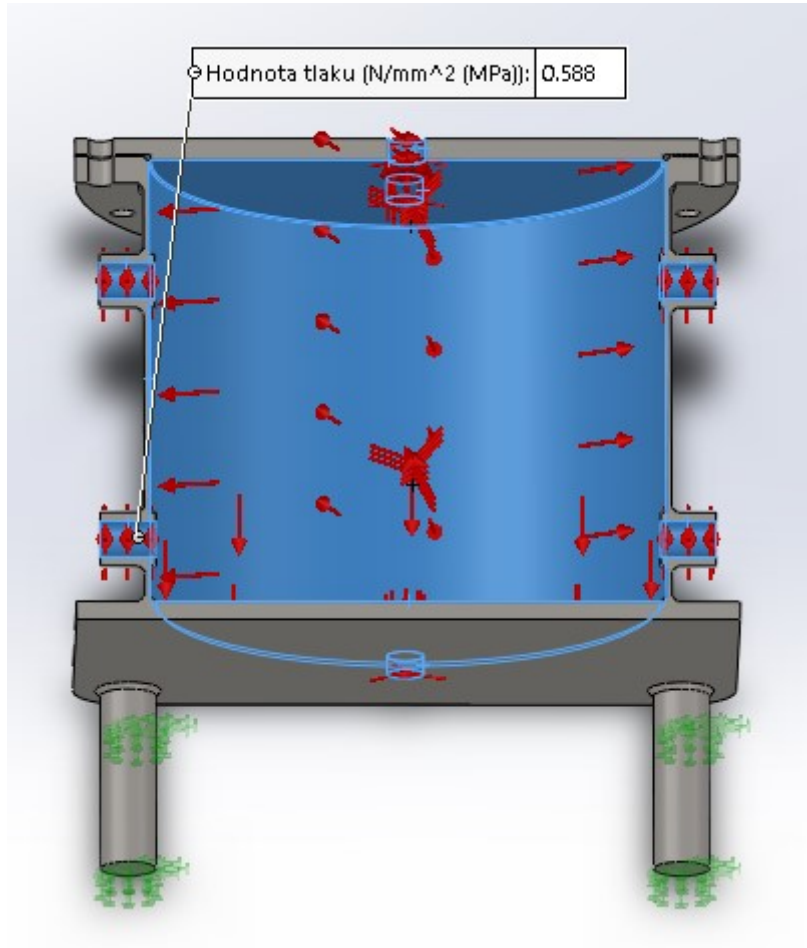


Pro spojení šrouby byla vytvořena Série šroubů M12: 16 krát Standardní šroub s maticí. (viz. následující obr.). Každý šroub je zatížen axiální silou 6 305 N, což je potřebná síla na jeden šroub pro udržení zkušebního přetlaku.



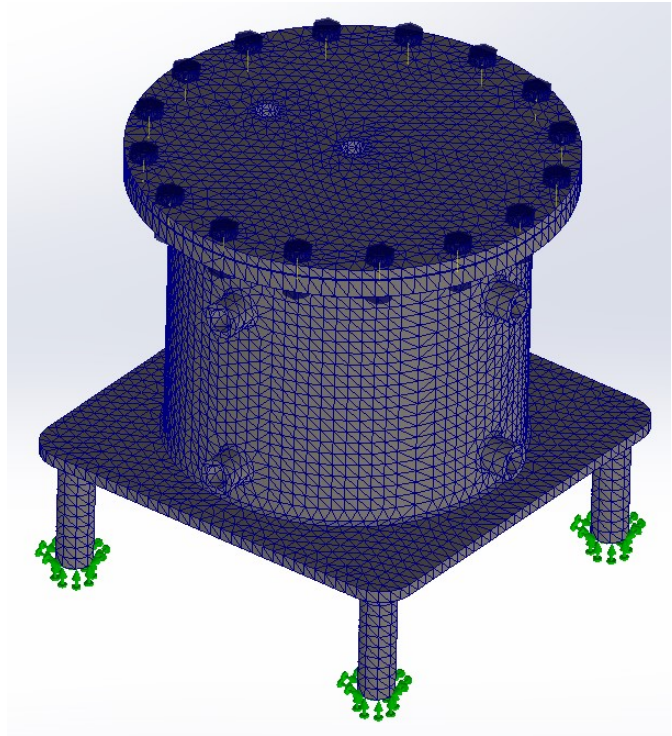
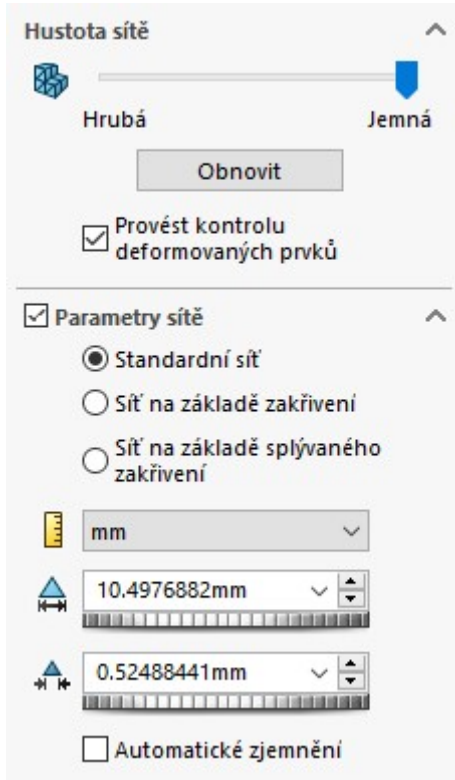
### Uchycení a Externí zatížení:

Na spodní plochy nohou TN, na kterých bude TN stát a kterými bude připevněna k záchytné vaně, bylo aplikováno fixní (pevné) uchycení. Toto uchycení představuje vazbu vetknutí. Dále bylo definováno Externího zatížení: Tlak (0,588 MPa). Tlak působí na vnitřní plochy TN a hrdel, ty jsou na obr. 38 vyznačeny modře. Fixní uchycení je zobrazeno zelenými šipkami a Tlak červenými šipkami:

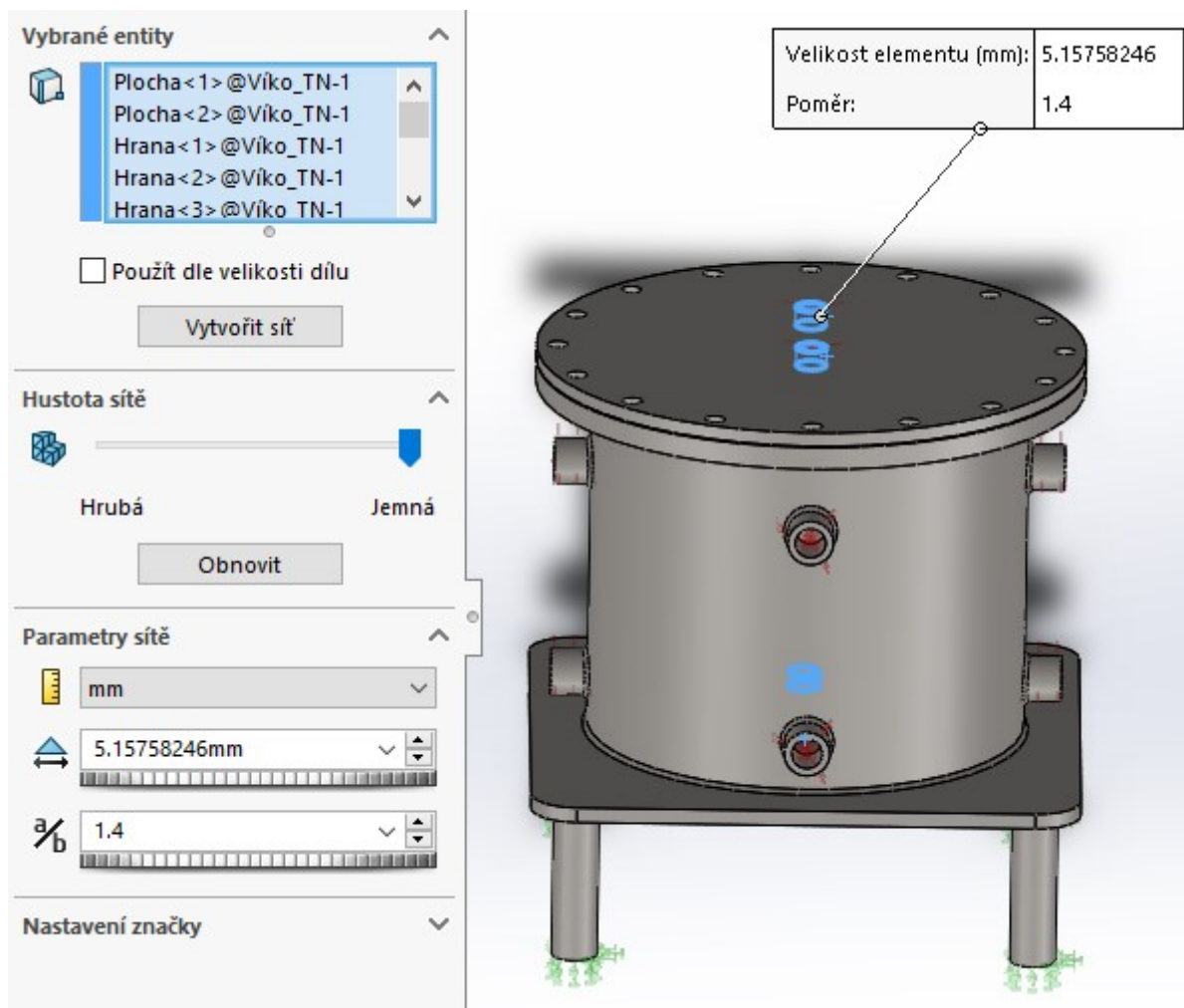


### Vytvoření Sítě:

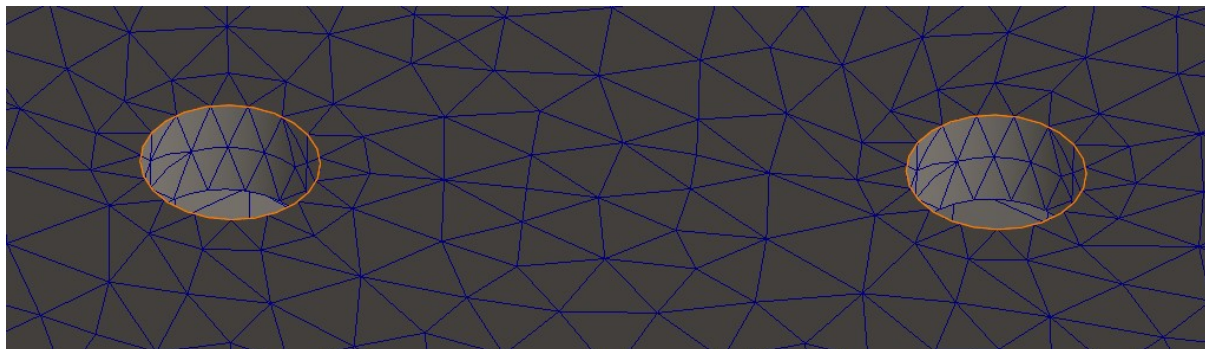
Síť byla vytvořena automaticky s nastavením Hustota sítě: Jemná. Nastavená velikost elementů je vidět na následujícím obrázku:



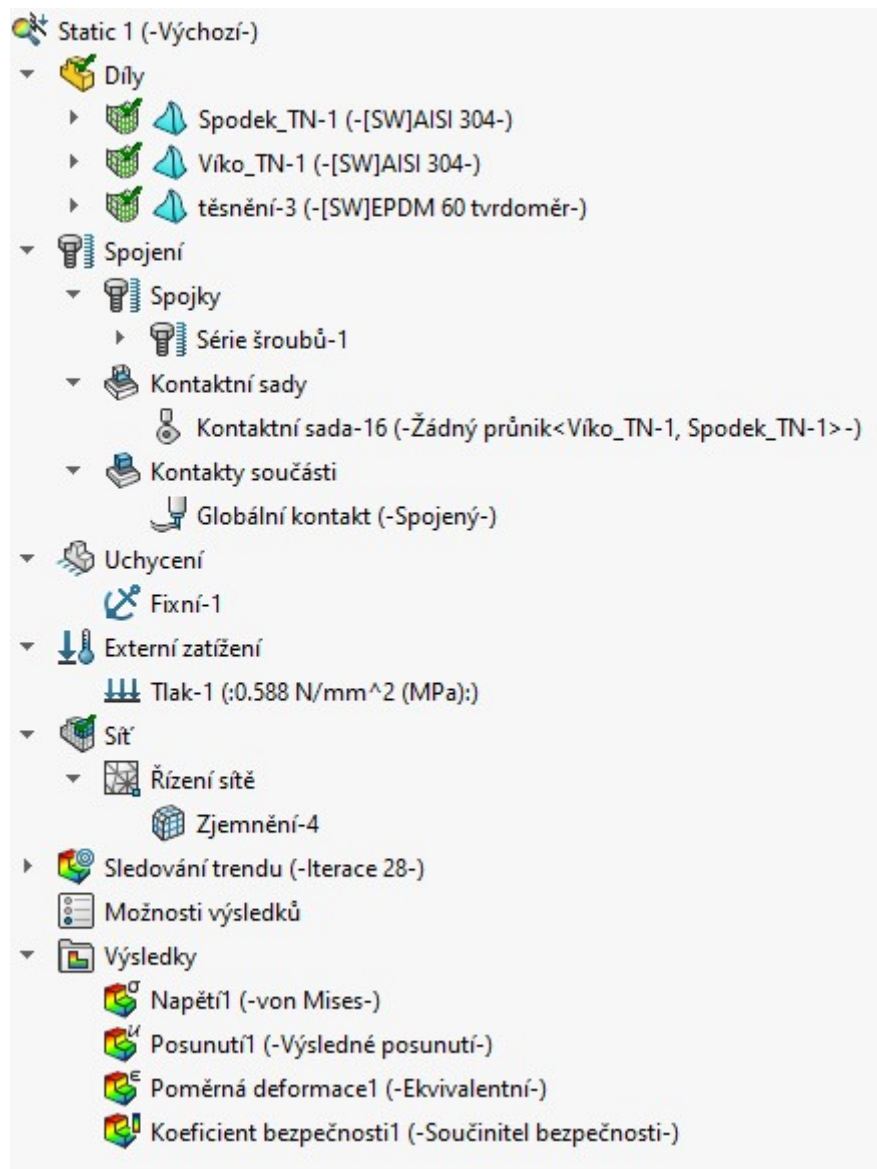
Zjemnění sítě bylo provedeno manuálně v místech otvorů víka a dna:



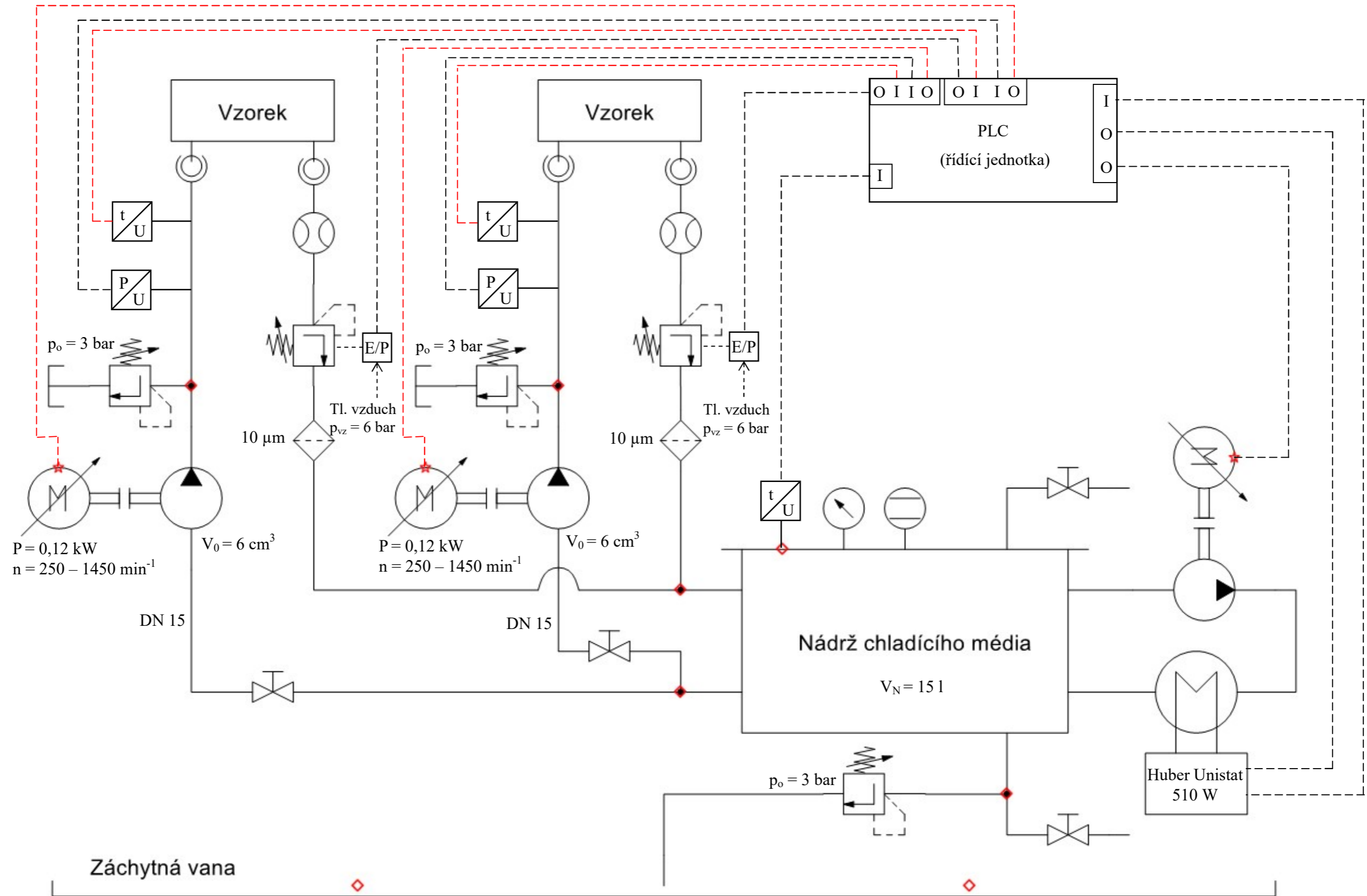
Detailní pohled na strukturu zjemněné sítě v oblasti otvorů:

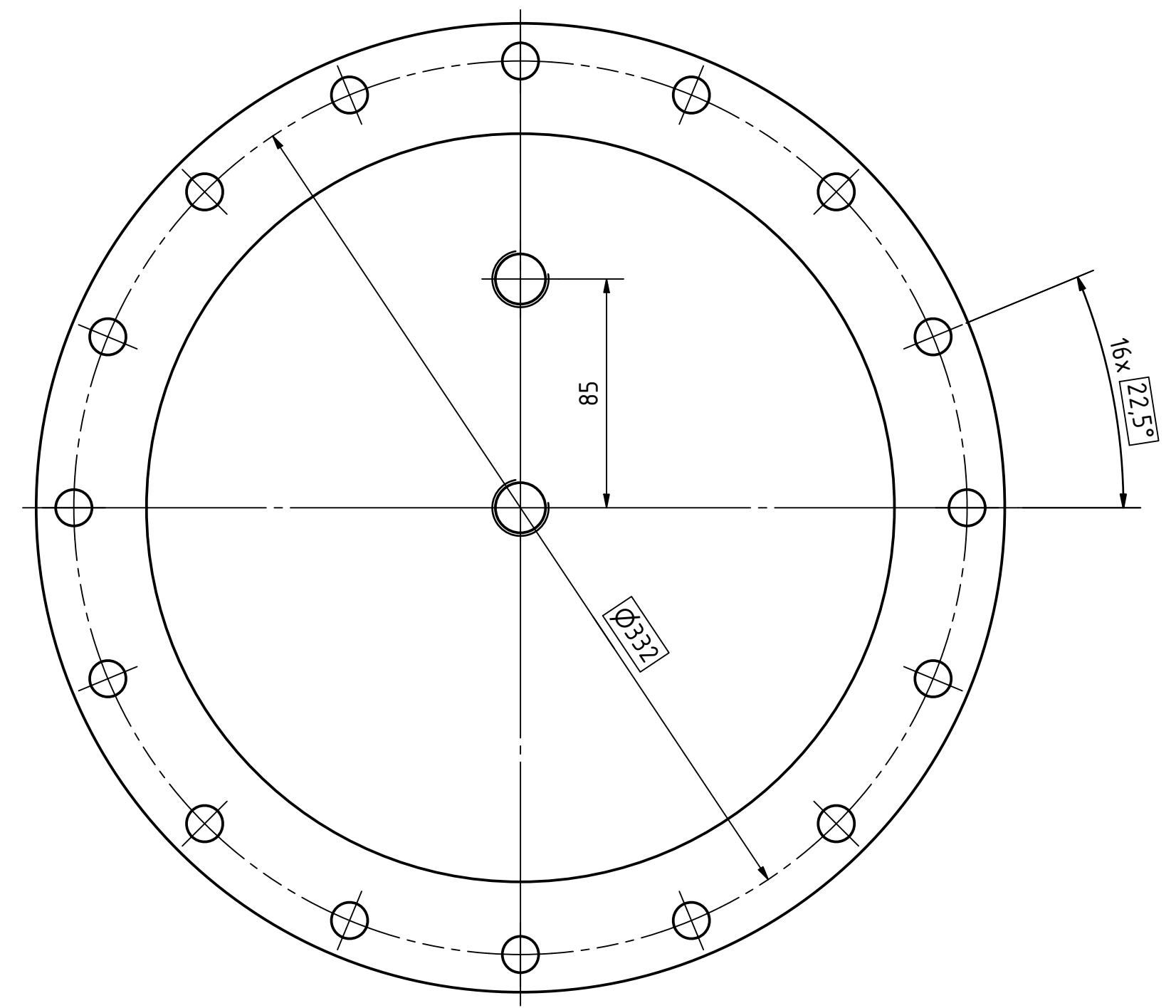
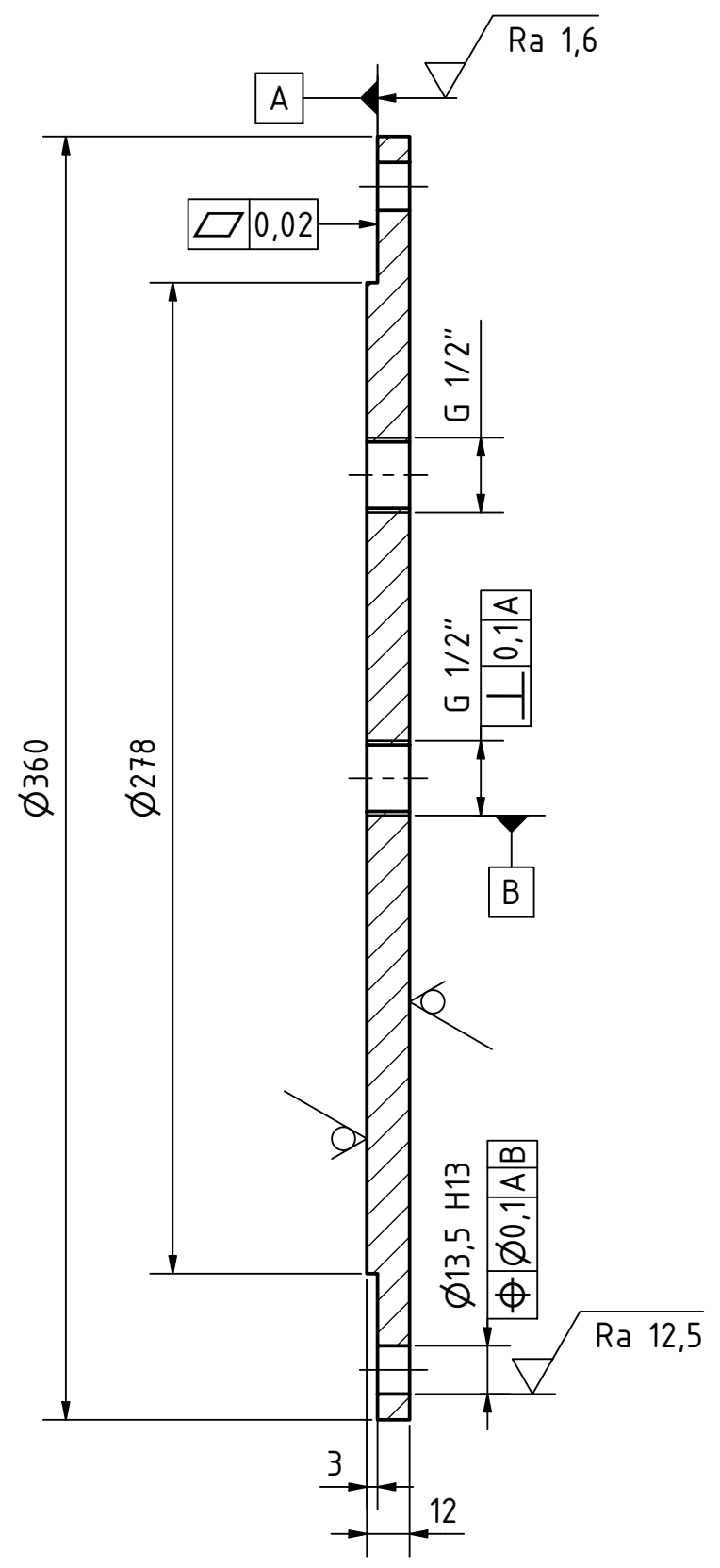


Strom postupu nastavení kroků pro FEM analýzu:



### Schéma zařízení TTE

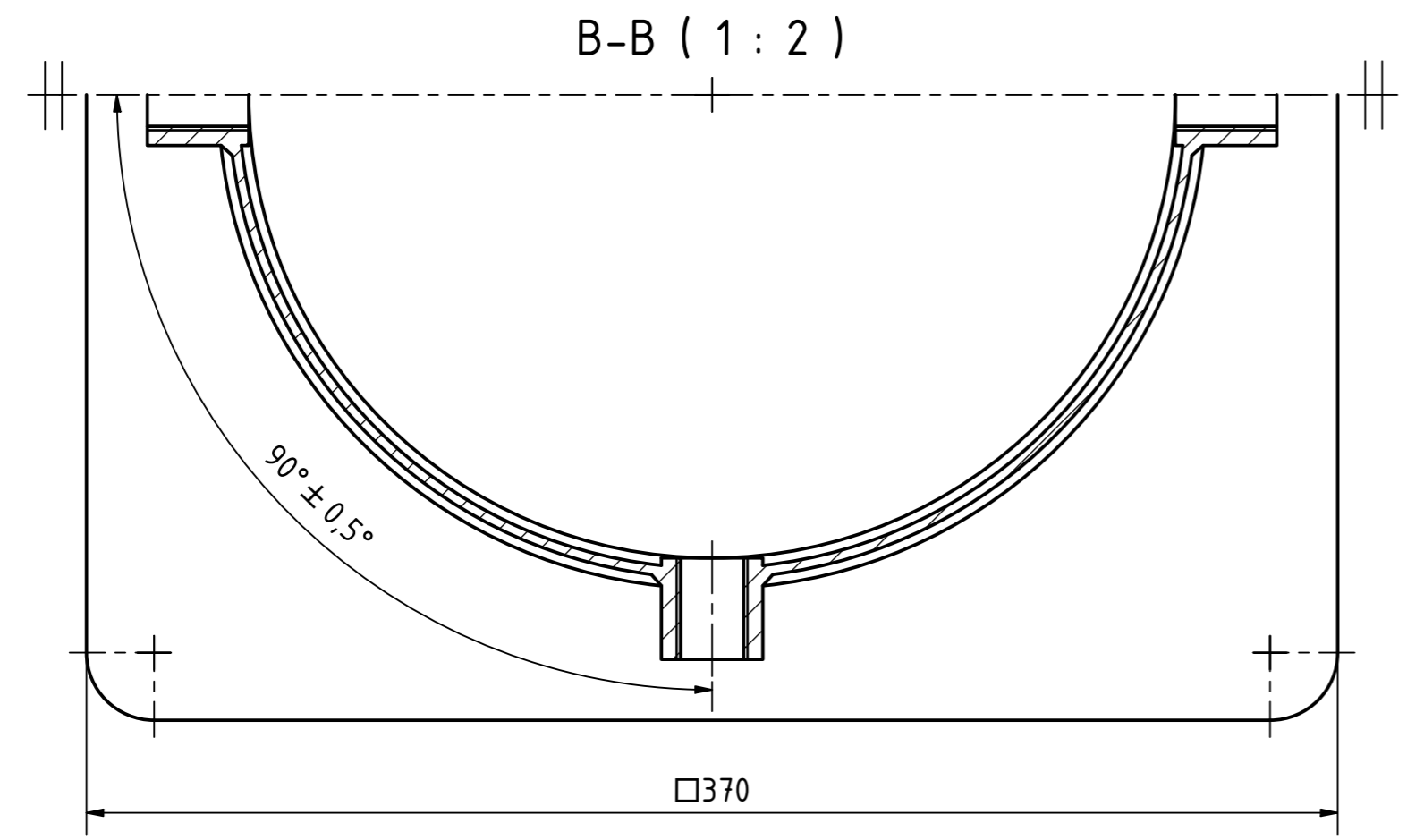
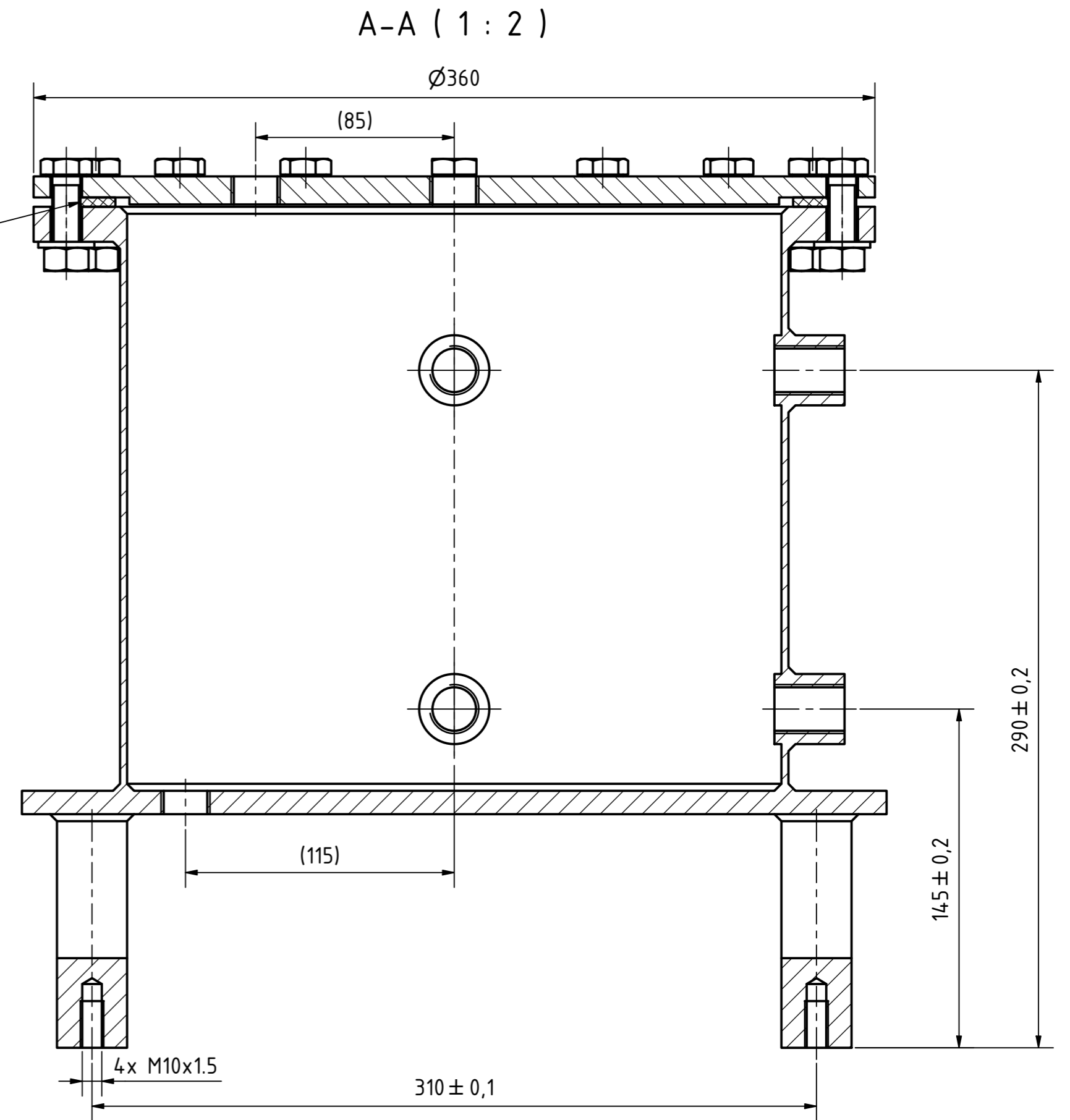
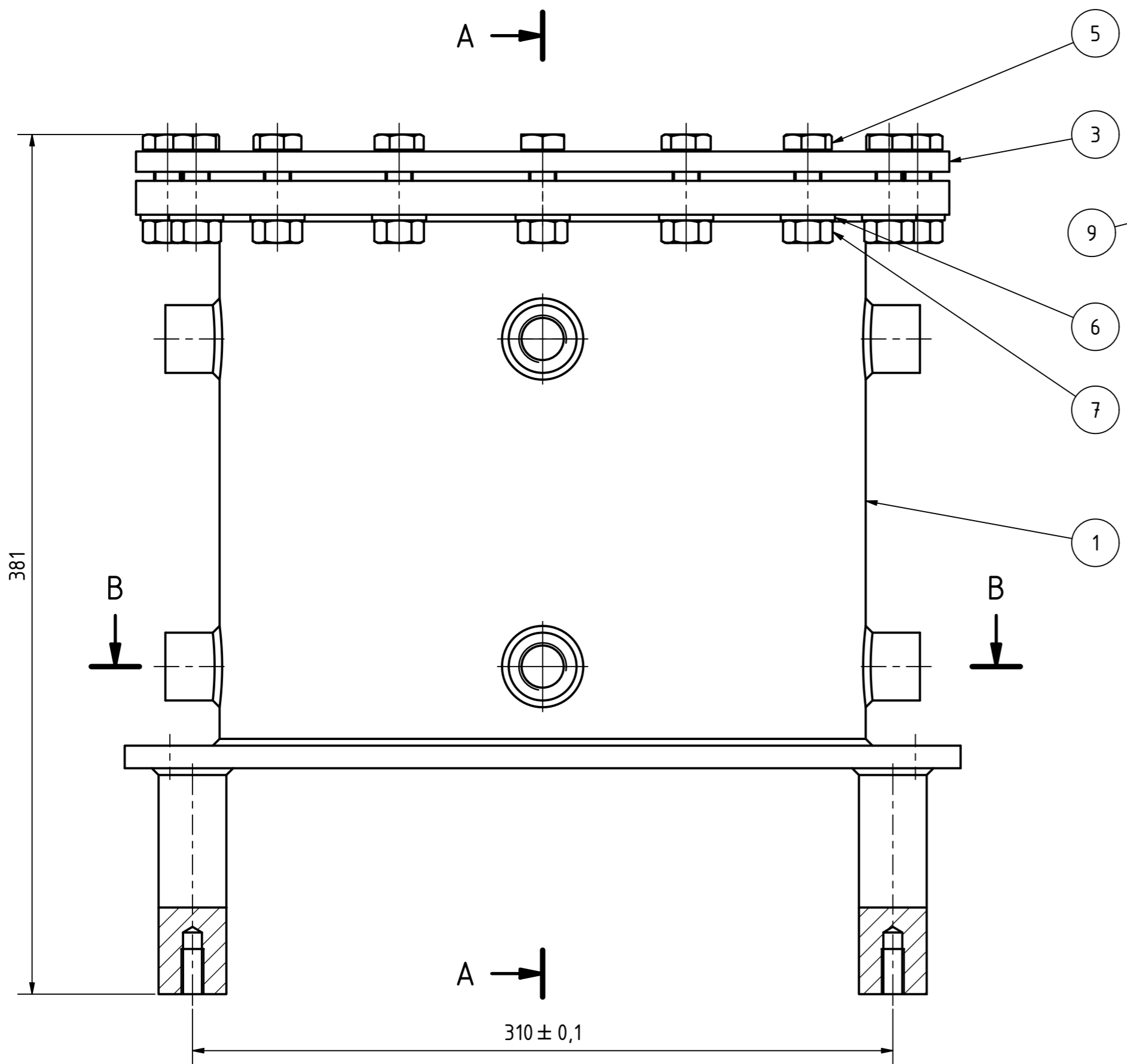




Textura povrchu $\sqrt{\quad} Ra\ 3,2\ (\checkmark)$		Hrany ISO 13715 $\begin{matrix} \diagup -0,4 \\ \diagdown +0,4 \end{matrix}$		Materiál: 1.4301	
				Polotovár: 1000x2000x12 (ČSN EN 10029/10051)	
				Hmotnost: 8,6	
Měřítko 1:2		Promítání 		Form. A3	
Kreslil Michal Studený		Přesnost: ISO 2768 - mK		Tolerování: ISO 8015	
Datum 21.5.2022		Pozn.		Název VÍKO	
Schválil		Č.sestavy -		Číslo výkresu DP 2021/2022 - 1	
Datum		Č.kusov. -		List 1	
Druh dok. Výrobní výkres		St.výkr.			







Objem: 15 l  
 Max. provozní tlak: 3 bar  
 Provozní teplota: -35 °C až +115 °C  
 Uťahovací moment šroubů: 14-18 N.m  
 Všechny nekótované závity jsou G 1/2"  
 Kontrola svarů a kontrola tlakovou zkouškou dle normy ČSN EN 13445-5

Měřítko 1:2		Průmítání	Form. A2	Hmotnost: 33,2 kg	
Kreslil: Michal Studený	Pozn.	Název: TLAKOVÁ NÁDOBA		fakulta strojní katedra konstruování strojů	
Datum: 11.5.2022	Schwábil:	Číslo výkresu: DP 2021/2022 - 2		list 1	
Druh dok. výkres sestavy	Č.kusov. St.výkr.	Č.sestavy: 1			

Číslo pol.	Název - označení	Materiál	Hmot. (kg)
	Výkres - norma	Polotovar	
1	Spodní část tlakové nádoby	1.4301	23,3
	DP 2021/2022 - X	Svařenec	
2			
3	Víko tlakové nádoby	1.4301	8,6
	DP 2021/2022 - 1	1000x2000x12 (ČSN EN 10029/10051)	
4			
5	Šroub s šestihrannou hlavou M12x1.25x40	Ocel tř. 8.8, pozinkováno	
	DIN 961		
6	Podložka A - 13	Ocel tř. 8.8, pozinkováno	
	ČSN 150		
7	Šestihranná matice M12x1.25	Ocel tř. 8.8, pozinkováno	
	ČSN 3128		
8			
9	Těsnění 320x305x4	EPDM s tkanivem	
	ČSN EN 1514-1		

Kreslil	Michal Studený	Pozn.		Název	TLAKOVÁ NÁDOBA
Datum	21.5.2022				
Schválil					
Datum		Č.sestavy	-	Číslo výkresu	DP 2021/2022 - 3
Druh dok.	Seznam položek	Č.kusov.	1		
		St.výkr			List 1



ZÁPADOČESKÁ  
UNIVERZITA  
V PLZNI

fakulta strojní  
katedra konstruování strojů