

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh univerzálního stojanu pro připojení automatických pohonů

Autor: **Daniel Čapek**
Vedoucí práce: **Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Daniel ČAPEK**
Osobní číslo: **S12B0119P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh univerzálního stojanu pro připojení automatických pohonů**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Vypracování řešerše na zadané téma. Návrh stojanu přímého regulačního ventilu, včetně návrhu univerzálních připojovacích přírub pro připojení různých typů pohonů. Výkresová dokumentace: výkres sestavení, seznam položek a výrobní výkres.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Vypracování řešerše na zadané téma
2. Návrh stojanu a univerzálních připojovacích přírub
3. Vypracování 3D modelu
4. Zhodnocení návrhu a výkresové dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

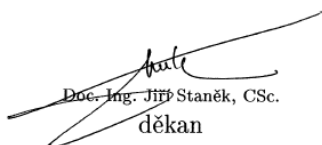
KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2011

BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů*. Praha: Česká matice technická, 1989

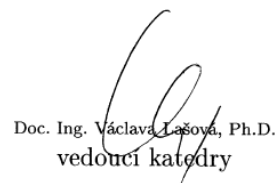
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Eva Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jakub Novák**
G-Team, a.s., Plzeň - Vochoz

Datum zadání bakalářské práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašova, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

Podpis autora

Tímto děkuji Ing. Evě Kubec Krónerové Ph.D za vedení mojí bakalářské práce, za její ochotu, čas, trpělivost a cenné rady, které mi poskytla během zpracování zadaného tématu.

Dále děkuji Ing. Jakubu Novákovi Ph.D. a společnosti G-Team a. s. za poskytnutí podkladů pro zpracování bakalářské práce a cenné rady, které jsem využil při její tvorbě.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Čapek	Jméno Daniel		
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení Ing. Kubec Krónerová Ph.D.	Jméno Eva		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Návrh univerzálního stojanu pro připojení automatických pohonů			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN

CELKEM	65	TEXTOVÁ ČÁST	59	GRAFICKÁ ČÁST	6
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje návrh univerzálního stojanu pro připojení automatických pohonů k přímému regulačnímu ventilu. Při návrhu byly zohledněny připojovací rozměry automatických pohonů některých výrobců a také konstrukční řešení regulačního pohonu společnosti G-Team a. s. Pevnost stojanu byla ověřena výpočtem MKP v softwaru ANSYS Workbench 14.5.
KLÍČOVÁ SLOVA	Armatura, regulační ventil, zatěžovací účinky, síla, pracovní látka, odlitek, redukováno napětí,

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Čapek	Name Daniel	
FIELD OF STUDY	B2301 „Design of Power Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname Ing. Kubic Krónerová Ph.D.	Name Eva	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of universal stand for connection of automatic actuators		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES

TOTALLY	65	TEXT PART	59	GRAPHICAL PART	6
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis contains the design of universal stand for connection of automatic actuators to a regulation valve. Connection dimensions of automatic actuators and the design of regulation valve of G-Team a. s. company were taken into account. Strength and stability of new design of stand were proved by calculation in ANSYS Workbench 14.5 software.
KEY WORDS	Fittings, regulation valve, loads, force, working substance, cast, stress reduced

Obsah

1	Úvod.....	12
2	Historie armatur.....	12
3	Materiály průmyslových armatur	13
4	Rozdělení průmyslových armatur	14
4.1	Uzavírací armatury	14
4.2	Zpětné armatury.....	14
4.3	Odvaděče kondenzátu.....	15
4.4	Vodárenské armatury.....	15
4.5	Pojistné ventily	15
4.6	Regulační armatury.....	16
5	Pohony regulačních ventilů.....	18
5.1	Hydraulické pohony	18
5.2	Elektrické pohony.....	19
5.3	Pneumatické pohony.....	19
6	Připojení pohonů ke stojanu regulačního ventilu	20
7	Silové účinky na stojan regulačního ventilu	23
7.1	Popis jednotlivých částí ventilu.....	23
7.2	Směr proudění pracovní látky ventilem.....	25
7.3	Silové účinky na stojan při nečinnosti ventilu.....	25
7.4	Silové účinky na stojan od činnosti ventilu	27
7.4.1	Síla od pohonu při proudění pod kuželku	28
7.4.2	Síla od pohonu při proudění nad kuželku.....	29
7.4.3	Síla od víka ventilu.....	30
7.4.4	Síla od pracovní látky.....	30
7.4.5	Třecí síla v ucpávkách.....	31
7.5	Silové účinky od polohy ventilu (vodorovně, svisle)	32
8	Návrh stojanu	32
8.1	Stávající konstrukce.....	33
8.2	Vize nové konstrukce	34

8.3	Rozměry.....	35
8.4	Stanovení maximálních zatěžovacích účinků.....	39
8.5	Materiál.....	42
8.6	Tvar a dimenzování	43
8.7	Model polotovaru stojanu.....	46
8.8	MKP analýza	47
8.8.1	Okrajové podmínky.....	47
8.8.2	První výpočet.....	48
8.8.3	Optimalizace konstrukce	49
8.8.4	Omezení provozních podmínek	51
8.9	Shrnutí návrhu	53
9	Závěr.....	56
10	Seznam použité literatury	57
11	Seznam volně vložených příloh	59

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Jednotka	Název zkratky (symbolu)
a	[mm]	Výška průřezu sloupku
b	[mm]	Šířka průřezu sloupku
C	[-]	Tuhostní konstanta šroubového spoje
D_1	[mm]	Vnější průměr horní plochy tělesa ventilu
d_1	[mm]	Vnější průměr přípojovací příruby pohonu dle ČSN EN ISO 5210
d_2	[mm]	Průměr osazení přípojovací příruby pohonu dle ČSN EN ISO 5210
D_2	[mm]	Průměr centrálního otvoru tělesa regulačního ventilu
d_3	[mm]	Průměr roztečné kružnice přípojovací příruby pohonu dle ČSN EN ISO 5210
d_4	[mm]	Průměr závitové díry přípojovací příruby pohonu dle ČSN EN ISO 5213
d_k	[mm]	Průměr kuželky
d_p	[mm]	Vnější průměr příruby
D_{rk}	[mm]	Průměr roztečné kružnice tělesa regulačního ventilu
d_s	[mm]	Průměr sedla
d_v	[mm]	Průměr vřetene
f	[-]	Součinitel tření
F_a	[N]	Síla od pohonu
F_{gk}	[N]	Tíhová síla kuželky
F_{go}	[N]	Tíhová síla obecně
F_{gp}	[N]	Tíhová síla pohonu
F_{gs}	[N]	Tíhová síla pohonu
F_i	[N]	Síla předpětí
F_l	[N]	Síla od pracovní látky
F_p	[N]	Síla pohonu
F_{po}	[N]	Síla od přepětí (obecně)
F_{pp}	[N]	Síla od předpětí šroubového spoje stojan -pohon
F_{ps}	[N]	Síla od předpětí šroubového spoje stojan -pohon
F_r	[N]	Radiální síla na kuželku
F_s	[N]	Síla od víka
F_t	[N]	Třecí síla v ucpávkách
F_z	[N]	Provozní síla předepnutého šroubového spoje
f	[m·s ⁻²]	Konstanta gravitačního zrychlení
H	[mm]	Zdvih regulačního ventilu
h	[-]	Poměrný zdvih regulačního ventilu
h_1	[mm]	Maximální výška osazení přípojovací příruby pohonu dle ČSN EN ISO 5210
h_2	[mm]	Minimální výška závitu přípojovací příruby pohonu dle ČSN EN ISO 5210
H_{max}	[mm]	Jmenovitý zdvih regulačního ventilu
i	[-]	Váha kritéria
k	[-]	Počet vítězných porovnání kritérií
k_d	[-]	Koeficient dotlačení
k_p	[N·m ⁻¹]	Tuhost spojovaného materiálu
k_r	[-]	Rezervní koeficient
$k_{rp0,2}$	[-]	Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu

k_s	[N·m ⁻¹]	Tuhost šroubu
K_v	[m ³ ·h ⁻¹]	Průtokový součinitel regulačního ventilu
K_{vs}	[m ³ ·h ⁻¹]	Jmenovitý průtokový součinitel regulačního ventilu
l_m	[mm]	Rameno momentu
m	[kg]	Hmotnost (obecně)
m_k	[kg]	Hmotnost kuželky
M_p	[N·m]	Moment od pohonu
m_p	[kg]	Hmotnost pohonu
n	[-]	počet (obecně)
N	[-]	Počet porovnání
p	[Pa]	Tlak obecně
p_1	[Pa]	Tlak ve spodní komoře regulačního ventilu
p_2	[Pa]	Tlak v horní komoře regulačního ventilu
p_{s1}	[Pa]	Tlak od dotlačovacího pouzdra
p_{s2}	[Pa]	Tlak od ucpávkového těsnění
R_{gsp}	[N]	Reakce od tíhové síly stojanu a pohopnu
$R_{p0,2}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu
S_1	[mm ²]	Obsah horní plochy ucpávkových těsnění
S_2	[mm ²]	Obsah Vnitřní válcové plochy ucpávkového těsnění
S_{ms}	[mm ²]	Obsah spodní plochy sedla regulačního vetilu
S_s	[mm ²]	Obsah Průřezu sloupku
v_{mp}	[mm]	Výška mezi přírubami
v_p	[mm]	Výška příruby
v_s	[mm]	Výška stojanu
v_u	[mm]	Výška ucpávky
W_{os}	[m ³]	Ohybová charakteristika sloupku
σ_{dov}	[MPa]	Dovolené napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
Φ	[-]	Poměrný průtokový součinitel

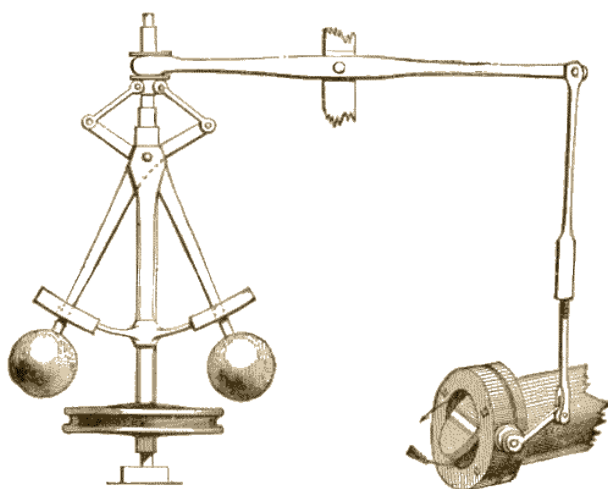
1 Úvod

Nedílnou součástí dnešního strojírenství je neustále rozvíjející se obor energetiky, ve které se hojně používají pro přepravu pracovních médií potrubní systémy. Tyto systémy ovšem nejsou jen kilometry trubek, jak by se mohlo zdát, jde o sofistikovanou inženýrskou síť, ve které dochází k úpravě provozních parametrů pracovní látky. Upravovanými parametry pracovní látky nejčastěji bývají její průtok, tlak, rychlost a teplota. Ke změně provozních parametrů pracovní látky slouží různá zařízení připojovaná do potrubní sítě, kterým se obecně říká armatury. Některé armatury upravují parametry pracovní látky zcela samostatně bez vnějšího zásahu a jiné používají pro svoji činnost pohony. Na typy průmyslových armatur a pohonů bude zaměřena první část práce. Druhá část práce bude zaměřena výhradně na zadané téma a to na návrh univerzálního stojanu pro připojení různých typů pohonů k regulačnímu ventilu. Výsledně navržený stojan by měl sloužit pro připojení pohonů k regulačním ventilům společnosti G-Team a. s., která působí na českém i mezinárodním trhu jako dodavatel průmyslových armatur pro energetiku a je zadavatelem určeného tématu.

2 Historie armatur

O masovém rozvoji a používání průmyslových armatur můžeme hovořit přibližně od doby vynálezu parního stroje. Právě jeho vynález vyžadoval posun ve vedení horké páry pod tlakem. Při stavbě parního stroje byly využívány parní regulátory, které sloužily k regulaci průtočného množství páry z parního kotle do válce, a dále odvodňovací ventily, které byly namontovány na nejnižším místě válce parního stroje a sloužily k odvodu nestlačitelné zkondenzované vody, která ve válci kondenzovala při rozbíhání stroje, než se válec zahřál. Jako parní regulátory byly většinou používány šoupátka nebo ventily. Se zajímavým parním regulátorem přišel roku 1782 James Watt (1736-1819), někdy nesprávně považovaný za

vynálezce parního stroje. Jednalo se o odstředivý regulátor, viz obrázek 1, kde odstředivá síla dvou rotujících závaží, přenesená přes soustavu ramen, uzavírala ventil přivádějící páru ke stroji.



Obr. 1 – Odstředivý regulátor Jamese Watta [5]

Během 19. Století několik dalších inženýrů zaměřilo svá bádání do oblasti průmyslových armatur. Například Timothy Hackworth (1786-1850) představil použití nastavitelných pružin místo závaží na pojistném ventilu. V roce 1886 Joseph Hopkinson (1770-1842) představil paralelní šoupátko, ve kterém je uzavírací brána tvořena dvěma paralelními disky, které jsou pružinou odtlačovány od sebe, čímž zvyšují efektivitu těsnění. Tento

princip je používán dodnes. Další rozvoj v oblasti armatur souvisel s rozvojem používaných materiálů, jako byly nově dostupné plasty nebo syntetická guma. V první světové válce švédský inženýr Sven Nordstrom (19. století) vynalezl šoupátkový ventil s mazivem na šoupátku, čímž zamezil neustálému úniku kapaliny a také zasekávání šoupátka. Po druhé světové válce se objevuje celá řada nových průmyslových armatur, ventily, klapky, kulové ventily, které byly jako první použity pro ucelenou výrobní řadu. V posledních letech firmy většinou zaměřují svoji pozornost na konkrétní typ armatury a přicházejí s novými možnostmi využití právě onoho svého produktu.

Co se týče výroby průmyslových armatur na území České republiky, před druhou světovou válkou pro svá zařízení vyráběly armatury velké společnosti, jako například Škodovy závody, První brněnská strojírna nebo Vítkovické železárny. Kromě toho existovaly podniky, které vyráběly armatury pro všeobecnou průmyslovou výrobu. Po druhé světové válce se u nás výroba armatur koncentrovala k jedinému koncernu. Tím byl koncern Sigma, kde byla soustředěna jak výroba, tak výzkum, normalizační činnost, prodej, vývoz i dovoz armatur. Po roce 1989 koncern Sigma postupně zanikl a objevily se desítky společností prodávajících armatury z velké části z dovozu. V dnešní době se k nám armatury dovážejí, ale také se tady vyrábějí a proto je jejich nabídka na našem území značně široká. [5],[19]

3 Materiály průmyslových armatur

Použití vhodných materiálů pro výrobu armatur je mimořádně důležité, protože u armatur je kladen velký důraz na jejich bezpečnost, spolehlivost a životnost. Materiály armatur a jejich součástí jsou většinou uváděny v katalogích, technických a datových listech a jsou pečlivě posuzovány při schvalovacích řízeních. Materiál armatury musí vyhovovat řadě požadavků a jeho základními znaky by měli být vysoká pevnost (i za zvýšené teploty), odolnost vůči vysokým teplotám, chemikáliím, dobrá svařitelnost a odolnost proti zadírání, erozi atd. Z hlediska bezpečnosti se posuzuje především materiál součástí armatur zatížených tlakem. Jedná se většinou o tělesa armatur a některé jejich stavební prvky.

Velmi rozšířeným materiálem na výrobu těles armatur je šedá litina, která odolá jmenovitým tlakům až 250 bar(g) a teplotě do 250 °C. Výhodami šedé litiny je to, že je poměrně levná, dobře se odlévá a opracovává. Má však malou houževnatost a je křehká.

Dalším používaným materiálem je tvárná litina, která je pevnější, má větší vrubovou houževnatost a lze ji svařet. Používá se především pro vodárenské armatury a pro další použití do teploty 300 °C.

Na stavební prvky armatur, kterými jsou například sedla, kroužky, kuželky, pouzdra, se používají především korozivzdorné oceli, tedy oceli legované chromem nebo chromem a niklem. Významnou používanou skupinou korozivzdorných ocelí jsou austenitické oceli, které díky vysokým přísadám legur zachovávají svoji krystalickou strukturu, odolávají chemickým činidlům a jsou dobře tvárné za tepla i za studena. Nevýhodou těchto ocelí je však

jejich sklon k zadírání, z čehož mohou plynout problémy například při demontážích jednotlivých dílů armatur.

Nedílnou součástí průmyslových armatur jsou těsnění, která ovlivňují provozní spolehlivost armatur. Používají se těsnění ucpávková, statická, popřípadě O-kroužky. Dříve používaná těsnění z azbestu, byla nahrazena těsněními z nových, lepších materiálů. Nejvýznamnějším z nich je grafit, který je bez přídavného materiálu trvale elastický a je možné ho lisovat na potřebný tvar. Grafitový materiál je vhodný pro vysoké teploty (až 400 °C) a tlaky, pro páru, plyny, oleje i některé agresivní látky. Dalšími materiály používanými při výrobě těsnění jsou textilie, konopí, sklo a teflon (PTFE), doplňované impregnační oleji, tuky nebo právě grafitem. [15, str. 17-30]

4 Rozdělení průmyslových armatur

Průmyslové armatury se dají rozdělit několika způsoby. Lze je dělit z hlediska konstrukčního provedení, vykonávané funkce, nebo například podle průmyslového odvětví, ve kterém jsou používány. Podle funkce se armatury dělí na:

- uzavírací armatury,
- zpětné armatury,
- vodárenské armatury,
- odvaděče kondenzátu,
- pojistné ventily,
- regulační armatury.

4.1 Uzavírací armatury

Úkolem uzavíracích armatur je prosté uzavření, popřípadě otevření průtoku pracovní látky potrubím. Tradičními zástupci uzavíracích armatur jsou šoupátka a ventily, kohouty, kulové kohouty a uzavírací klapky. Uzavírací armatury jsou ovládány buď ručně ovládacím kolem, nebo automatickým pohonem. [15 str. 30-56]

4.2 Zpětné armatury

Zpětné armatury pracují samočinně bez jakýchkoliv přídavných zařízení. Hlavním účelem zpětných armatur je umožnit průtok v požadovaném směru, avšak zabránit průtoku ve směru opačném. Tato funkce přitom musí být co možná nejjednodušší, automatická a hlavně spolehlivá. Zpětné armatury se dělí na dvě skupiny a to na zpětné ventily a zpětné klapky. Zpětnému průtoku pracovní látky zabráňuje buď talíř v případě zpětné klapky, nebo kuželka v případě zpětného ventilu. Tyto uzavírací elementy jsou v tělese regulační armatury instalovány tak, aby je pracovní látka sama uvedla do polohy otevřeno v případě správného směru průtoku pracovní látky. Pokud se směr průtoku pracovní látky obrátí, proud pracovní látky uzavírací element automaticky uzavře. [15 str. 79-102]

4.3 Odvaděče kondenzátu

Odvaděče kondenzátu jsou charakteristické tím, že jediná pracovní látka, pro kterou se používají, je pára. Kondenzát, tedy kapičky vody se tvoří neustále při průchodu páry potrubím. Je to zapříčiněno přestupem tepla z páry do potrubí, nebo když je teplo předáno v určitém technologickém zařízení k ohřevu. Kondenzát je třeba z potrubí odstranit hned z několika důvodů. Zapříčiňuje vznik rázů v potrubí, zabraňuje průtoku páry a celkově snižuje výkonnost technologického zařízení. Odvaděče se montují do potrubního systému na nejnižší místa, tedy na místa, kde se shromažďuje kondenzát. Mnohdy před odvaděčem je ještě tzv. kalník, což je v podstatě sběrné místo kondenzátu, často ve tvaru válcové nádoby. Z kalníku je pak menším potrubím přiváděn kondenzát společně s pracovní látkou do samotného odvaděče. Odvaděč tedy tvoří slepé rameno celého potrubního systému. Pro odvod kondenzátu odvaděčem je využíváno fyzikálních principů, například vztlaku tělesa ponořeného do kapaliny (plovákové odvaděče kondenzátu), teplotní roztažnosti kovových materiálů (bimetalické odvaděče kondenzátu) nebo termodynamických vlastností plynů (membránové odvaděče kondenzátu). [7],[15 str. 103-130]

4.4 Vodárenské armatury

Vodárenské armatury se konstrukčně příliš neliší od armatur používaných pro jiná odvětví. Jejich charakteristickým znakem je, že se používají pro rozvod užitkové nebo pitné vody a proto musí vyhovovat některým specifickým požadavkům. Největší pozornost při výrobě vodárenských armatur je věnována výběru materiálu. Odolnost materiálu proti korozi není ale tím hlavním důvodem. Vodárenské armatury jsou často uloženy pod zemí, kde musí odolávat různým stupňům agresivity jednotlivých zemin. Pro zvýšení resistance vodárenských armatur vůči okolním vlivům, jsou materiály použité na jejich výrobu ošetřeny speciálními nátěry nebo povlaky epoxidové vrstvy. Neznámější skupinou vodárenských armatur jsou hydranty. Ty se používají pro větší odběry vody přímo z vodovodního potrubí. Zajímavostí některých vodárenských armatur je, že se vyrábějí z plastů, nejčastěji z PE nebo PVC. Jedná se především o menší armatury používané pro rozvody vody v domácnostech. [15 str. 183-208]

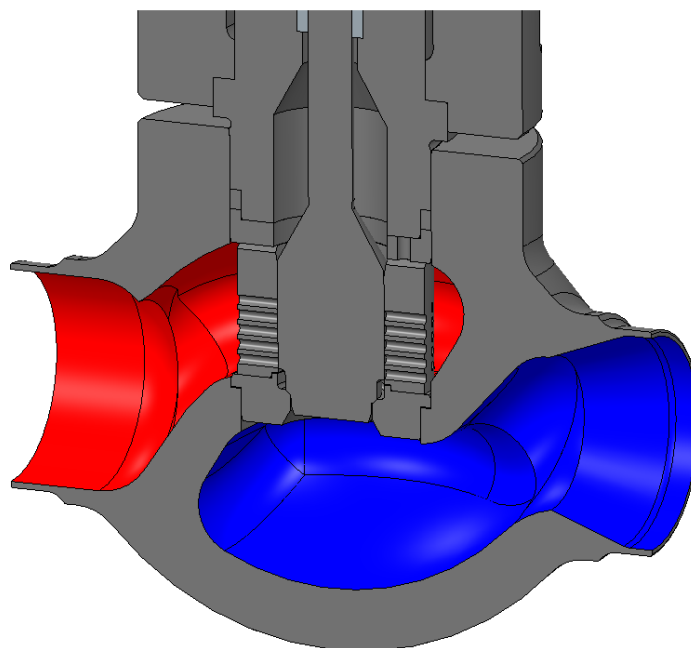
4.5 Pojistné ventily

Pojistné ventily se řadí mezi automaticky pracující armatury, ale také mezi armatury bezpečnostní. To znamená, že při jejich návrhu a dimenzování je kladen důraz na bezpečný provoz ventilu, což je důvod, proč jsou pojistné ventily často značně předimenzované. Pojistné ventily se dají snadno označit za nejdůležitější části potrubního systému. Jejich úkolem je ochránit potrubní systém proti destrukci (výbuchu) překročením hodnoty dovoleného tlaku v potrubním systému. V takovém případě musí pojistný ventil okamžitě zareagovat a odpustit část pracovní látky a tím snížit tlak. Po poklesu tlaku na přípustnou mez se musí ventil opět uzavřít a to co nejrychleji, protože další únik pracovní látky už by znamenal nežádoucí ztráty. Pojistné ventily se vyrábějí v mnoha provedeních, nejčastěji používané jsou přímočinné pojistné ventily. Ty pracují bez cizí energie, kdy proti tlaku pracovní látky na uzavírací element v tělese ventilu působí tlak pružiny. Ta je předepnuta tak,

aby na uzavírací element vyvodila přesně stanovený tlak. Ventil se otevře v momentě, kdy tlak od pracovní látky překročí hodnotu nastaveného tlaku od pružiny, umožní únik pracovní látky a po dostatečném poklesu tlaku se opět uzavře. [15 str. 131-182]

4.6 Regulační armatury

Regulačním armaturám bude věnována větší pozornost, protože právě k nim se váže téma bakalářské práce. Regulační armatury obecně regulují průtok pracovní látky v potrubí. Omezením nebo zvýšením průtoku pracovní látky vždy regulují nějakou (regulovanou) veličinu na požadovanou hodnotu. Onou veličinou může být například výstupní tlak, vstupní tlak, tlaková diference, teplota a jiné. Nejrozšířenějšími zástupci regulačních armatur jsou regulační ventily. Princip regulace je založený na změně průtočné plochy uvnitř tělesa ventilu. Regulačním elementem je buď pohyblivá děrovaná kuželka, nebo děrované redukční pouzdro s pohyblivou plnou kuželkou (obrázek 2). Pracovní látka při průchodu ventilem musí přes tyto elementy projít, přesněji řečeno musí projít průtočnými otvory v těchto elementech. Regulační elementy svým pohybem umožňují průtok pracovní látky přes větší nebo menší počet otvorů, čímž regulují průtok pracovní látky.



Obr. 2 Řez regulačním ventilem s děrovaným redukčním pouzdrém

Poloze regulačních elementů v tělese ventilu se říká zdvih, označuje se písmenem H a je udáván v mm. Vyjadřuje vychýlení uzavíracího elementu z polohy zavřeno, ve které nedochází k průtoku pracovní látky ventilem. Označení H_{max} vyjadřuje jmenovitý zdvih, při kterém dochází k maximálnímu průtoku pracovní látky. Poměr $\frac{H}{H_{max}}$ vyjadřuje poměrný zdvih h . Tvar a rozmístění otvorů v regulačních elementech mají zásadní vliv na průtočné množství pracovní látky ventilem při určitém zdvihu H .

Základní charakteristikou regulačního ventilu je tzv. jmenovitý průtokový součinitel. Jmenovitý průtokový součinitel K_{vs} je hodnota průtokového součinitele K_v při jmenovitém zdvihu H_{max} .

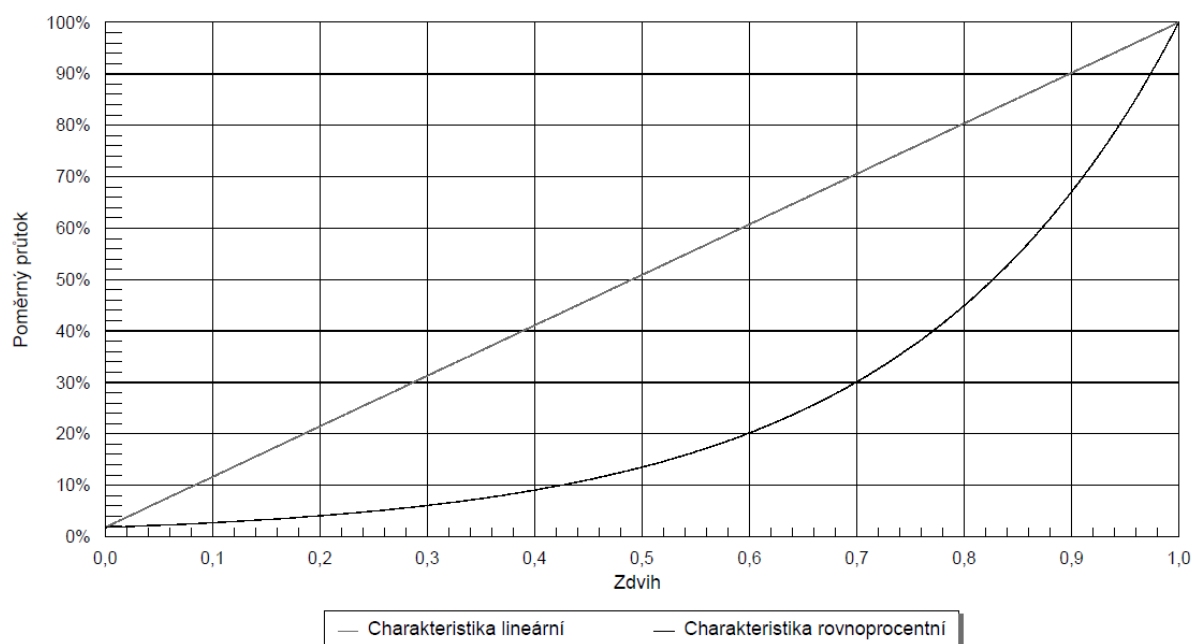
Průtokový součinitel K_v je objemový průtok vody v $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při určitém zdvihu H a teplotě protékající vody v rozmezí $278 \div 313$ K při tlakovém spádu na armatuře 10^5 Pa. Stejně jako pro zdvih je i pro průtokový součinitel zavedena veličina poměrného průtokového součinitele Φ . Ten je definován jako poměr $\frac{K_v}{K_{vs}}$.

Závislost průtoku pracovní látky na zdvihu se nazývá průtočná charakteristika regulačního ventilu. V praxi se nejčastěji používají dvě nejzákladnější průtočné charakteristiky regulačních ventilů – lineární a rovnoprocentní průtočná charakteristika.

V případě lineární charakteristiky ventilu stejné přírůstky poměrného zdvihu h vyvolají stejné přírůstky poměrného průtokového součinitele Φ .

V případě rovnoprocentní charakteristiky stejné přírůstky poměrného zdvihu h vyvolají stejné procentní přírůstky poměrného průtokového součinitele Φ .

Graf obou charakteristik je uveden na následujícím obrázku.



Obr. 3 Graf průtočných charakteristik regulačních ventilů [12]

Regulační poměr ventilu je poměr největšího průtokového součinitele ku nejmenšímu průtokovému součiniteli. Prakticky je to pak poměr (za jinak stejných definovaných podmínek) největšího ku nejmenšímu regulovatelnému průtoku.

Výše uvedené veličiny a průtočné charakteristiky jsou nejdůležitějšími parametry při výběru regulačního ventilu.

Regulační ventily se dají rozdělit podle toho, jestli pro svoji funkci potřebují cizí energii na přímočinné a nepřímočinné. Přímočinné ventily fungují obdobně jako pojistné ventily,

využívají většinou působení předepnuté pružiny k přestavení zdvihu regulačního elementu. Nepřímočinné ventily používají pro přestavení zdvihu automatické pohony. Jejich typy budou dále popsány v následující kapitole. [14],[15 str. 57-78]

5 Pohony regulačních ventilů

Pohony regulačních ventilů zajišťují pohyb kuželky v tělese ventilu. To znamená, že musí zajistit správnou polohu kuželky pro požadovaný průtok ventilem. Z tohoto důvodu musejí být pohony schopné vyvodit dostatečně velkou sílu v obou směrech, jak pro otevření regulačního ventilu, tak pro jeho uzavření. Dalším velice důležitým kritériem pro výběr pohonů, je jejich schopnost přesně regulovat zdvih kuželky. Obvykle se používají lineární pohony, což znamená, že výstupním pohybem pohonu je pohyb posuvný, vykonávaný táhlem pohonu. Pohony lze rozdělit do tří základních skupin na:

- Pohony hydraulické
- Pohony elektrické
- Pohony pneumatické

5.1 Hydraulické pohony

Hydraulické pohony pracují stejně jako hydraulické válce, kdy přeměňují tlakovou energii kapaliny působící na píst uvnitř válce na axiální sílu působící na konci pístní tyče (táhla pohonu). Pro regulaci zdvihu kuželky regulačního ventilu se užívá dvojčinný hydraulický válec, do kterého je kapalina přiváděna z obou stran



Obr. 4 Hydraulický pohon

pístu právě pro to, aby bylo možné vyvozovat axiální sílu na konci pístní tyče v obou směrech. Mezi největší výhody hydraulických pohonů patří jejich schopnost vyvozovat největší síly ze všech typů pohonů. Zároveň jsou schopné naprosto přesně regulovat polohu pístu ve válci, tedy i pozici kuželky v regulačním ventilu, to vše při zachování malých rozměrů a hmotností pohonů. Nevýhodou hydraulických pohonů je bezesporu potřeba čerpadla, rozvaděče a zásobní nádrže s hydraulickým olejem aby vůbec mohly vykonávat svoji funkci. [13]

5.2 Elektrické pohony

Elektrické pohony používají k vyvození axiální síly na táhlo pohonu elektřinu a speciálně elektromotory. Výstupním parametrem elektromotorů je točivý moment na výstupní hřídeli. Za elektromotorem se nachází převodovka, která upravuje výstupní otáčky na požadovanou hodnotu. K transformaci rotačního pohybu na posuvný dochází v tzv. lineární jednotce, která používá princip pohybového šroubu a matice. Elektrické pohony se vyrábějí v mnoha

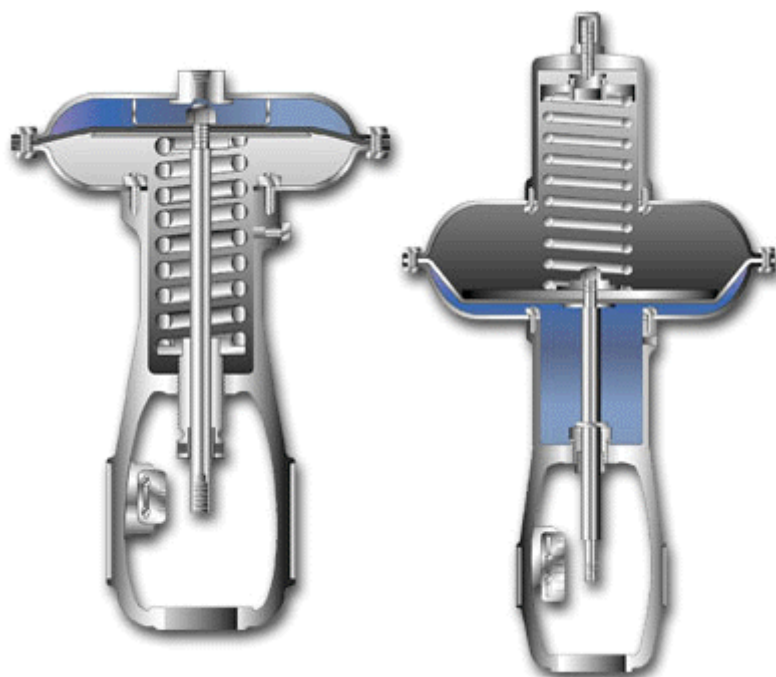


Obr. 5 Elektrický pohon s lineární jednotkou [4]

variantách, mohou být čtvrtotáčkové, jednootáčkové nebo víceotáčkové. Na regulační pohony se používají především pohony víceotáčkové. Ty se při použití s lineární jednotkou vyznačují teoreticky neomezeným zdvihem. Elektrické pohony jsou konstruovány tak, aby poskytovaly buď vysokou rychlost posuvu, velkou sílu, nebo určitý kompromis mezi těmito dvěma hodnotami. Šikovním konstrukčním prvkem těchto pohonů je ručně ovládané kolo, díky němuž je možné nastavit polohu táhla i bez chodu elektromotoru, což se může hodit při výpadku proudu či při poruše elektromotoru. Jejich výhodou je možnost napájení z běžné sítě, schopnost pracovat v různých polohách, vysoká přesnost regulace a čistota práce oproti hydraulickým pohonům díky absenci hydraulického oleje. Nevýhodami jsou vysoká cena, značná hmotnost a nevhodnost použití ve výbušném prostředí.[13]

5.3 Pneumatické pohony

Pneumatické pohony jsou nejjednoduššími typy pohonů. Z hlediska konstrukce se používají 2 varianty. První varianta funguje podobně jako hydraulický válec, jen namísto pracovní kapaliny je do válce přiváděn pracovní plyn. Druhá varianta je tvořena tělesem složeným ze dvou talířů, mezi kterými je uchycena membrána, která rozděluje pracovní prostory pohonů na dvě poloviny (pracovní komory). Vedení táhla pohonu je zabudováno ve spodním talíři a táhlo je zároveň připevněno k membráně. Princip spočívá v tom, že z jedné strany membrány tlačí pružina, která tak vyvozuje neustálou sílu na membránu a tlačí jí nahoru nebo dolů, podle toho ve kterém talíři je pružina zabudována. Proti pružině v případě potřeby působí vzduch přiváděný do druhé pracovní komory pomocí kompresoru. Podle umístění pružiny a přívodu vzduchu se pneumatické pohony dělí na pohony s přímou a nepřímou funkcí. Pohon s nepřímou funkcí má pružiny nad vzduchovou membránou, tudíž vytlačují táhlo z pohonu.



Obr. 6 Pneumatický pohon s přímou a nepřímou funkcí [8]

Přivedený vzduch pak táhne táhlo zpět do pohonu. Druhý případ pohonu, tedy pohon s přímou funkcí má pružiny pod vzduchovou membránou, tudíž pružiny zasouvají táhlo zpět do pohonu a přivedený vzduch jej vysouvá. Oba principy tedy fungují naprosto opačně, čehož se dá využít při navrhování pohonu k regulačnímu ventilu. Pneumatické pohony se u regulačních armatur většinou nepoužívají samostatně ale v kombinaci s pneumatickým nebo

elektrickým pozicionerem, který snímá přesnou polohu táhla pohonu a zajišťuje dávkování vzduchu do pohonu, aby došlo k přestavení do žádané polohy. Výhodou pneumatických pohonů je jejich tichý chod a nízká poruchovost, možnost použití v prostorách bez přívodu elektrické energie a možnost zabezpečení tzv. havarijní funkce - přestavení pohonu do základní polohy při výpadku ovládání. Nevýhodou je naopak nutnost instalace vzduchového rozvodu nebo zajištění zdroje tlakového vzduchu. [9],[13]

Výrobou pohonů pro regulační armatury se zabývá mnoho společností, z nichž si každá střeží vlastní konstrukční řešení pohonu, protože trend při návrhu pohonu je takový, aby byl pohon co nejvýkonnější za co možná nejmenší hmotnosti a malých stavebních rozměrech. Každý výrobce také v datovém listu uvádí způsob připojení pohonu ke stojanu regulační armatury. Někteří výrobci se řídí výhradně normou, zatímco jiní jdou svojí vlastní cestou. Způsoby připojení jednotlivých typů pohonů od vytypovaných výrobců se bude zabývat následující kapitola.

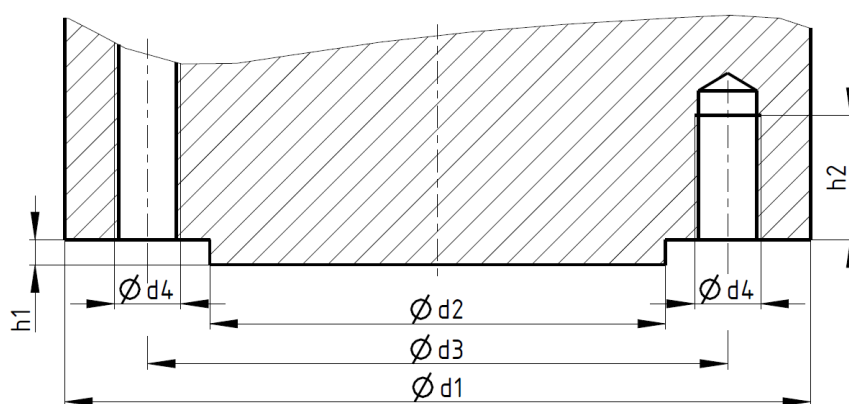
6 Připojení pohonů ke stojanu regulačního ventilu

Protože na trhu působí spousta výrobců pohonů, následující kapitola bude zaměřena na způsob připojení pohonů výrobců, se kterými spolupracuje společnost G - Team a. s., zadavatel tématu Bakalářské práce. Před vyjmenováním konkrétních výrobců pohonů je třeba ujasnit, jaké pohony se na regulační ventily používají. Vždy se jedná o lineární pohony. Nejčastěji se využívají víceotáčkové elektropohony s lineární jednotkou a pneumatické pohony ve formě pneumatických válců nebo v membránovém provedení. Nejméně často bývají používány pohony hydraulické, které se nechávají vyrábět zakázkově přesně pro

stanovené provozní podmínky. Společnost G - Team pro své regulační ventily nakupuje pohony od výrobců:

- Auma Servopohony spol .s.r.o.
- Sipos Aktorik m. b. H.
- Schiebel Antriebstechnik Gesellschaft m. b. H.
- Stránský a Petržík, Pneumatické válce spol. s r.o.

Všichni tito výrobci k připojení svých pohonů využívají technickou normu ČSN EN ISO 5210. Pouze výrobce pneupohonů Stránský a Petržík používá připojení podle jiné normy, které bude popsáno níže. Připojení podle normy ČSN EN ISO 5210 je zajištěno pomocí připojovací příruby konkrétního tvaru a rozměrů dle obrázku 7 a tabulky 1.



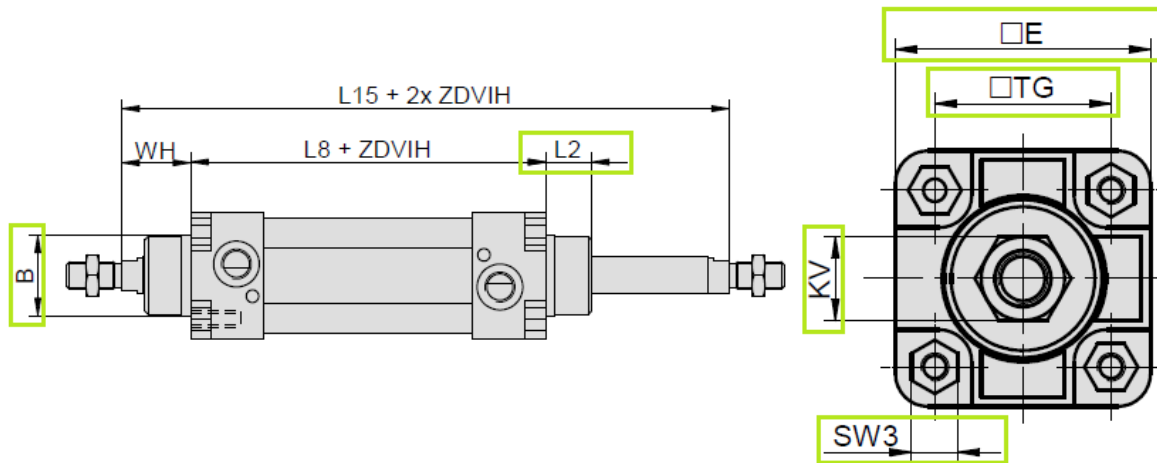
Obr. 7 Příruba pohonů pro jejich připojení podle ČSN EN ISO 5210 [11]

typ příruby	Rozměry						počet šroubů
	d1 [mm]	d2 [mm]	d3 [mm]	d4 [mm]	h1max [mm]	h2min [mm]	
F07	90	55	70	M 8	3	12	4
F10	125	70	102	M10	3	15	4
F12	150	85	125	M12	3	18	4
F14	175	100	140	M16	4	24	4
F16	210	130	165	M20	5	30	4
F25	300	200	254	M16	5	24	8
F30	350	230	298	M20	5	30	8
F35	415	260	356	M30	5	45	8
F40	475	300	406	M36	8	54	8

Tab. 1 Rozměry připojovacích přírub pohonů dle ČSN EN ISO 5210 [11]

Připojení pohonu ke stojanu je zajištěno pomocí závrtných šroubů nebo pomocí šroubů s hlavou. Styková plocha na přírubě stojanu musí mít vybrání odpovídající průměru d2 a díry pro šrouby odpovídající přírubě pohonu, zatímco vnější tvar a rozměry příruby záleží na výrobcu. Příruby jsou značeny písmenem F a dvojčíslem odpovídajícím jedné desetinné rozměru d3.

Pohony od Stránského a Petržíka odpovídají svojí konstrukcí normě ISO 6431, která se zabývá stavbou pneumatických válců a jejich přípojovací rozměry jsou znázorněny na obrázku 8 a v tabulce 2.



Obr. 8 Přípojovací rozměry pohonů Stránský Petržík [10]

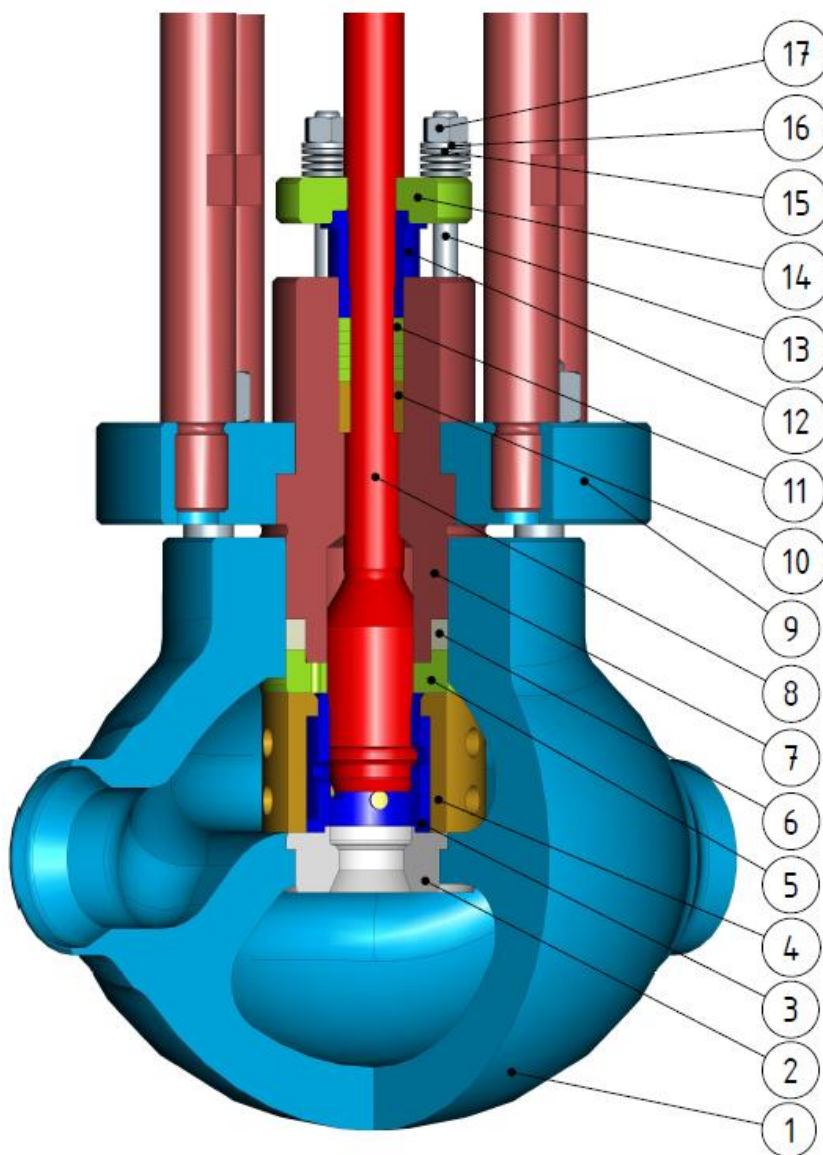
ø pístu [mm]	B	L2	□E	□TG	KW	SW3
32	30	18	48	32,5	6	10
40	35	20	55	38	10	10
50	40	22	65	46,5	8	14
63	45	23	75	56,5	9	14
80	45	31	94	72	9	17
100	55	34	115	89	12	17
125	60	50	140	110	18	22

Tab. 2 Přípojovací rozměry pohonů Stránský Petržík [10]

Při návrhu stojanu tedy bude kladen důraz na to, aby stojan splňoval přednostně podmínky pro připojení pohonů připojovaných podle normy ČSN EN ISO 5210, ale aby k němu bylo možno připojit například i pohony od jiných výrobců nedodržujících tuto normu (Stránský a Petržík).[2],[10],[11]

7 Silové účinky na stojan regulačního ventilu

7.1 Popis jednotlivých částí ventilu

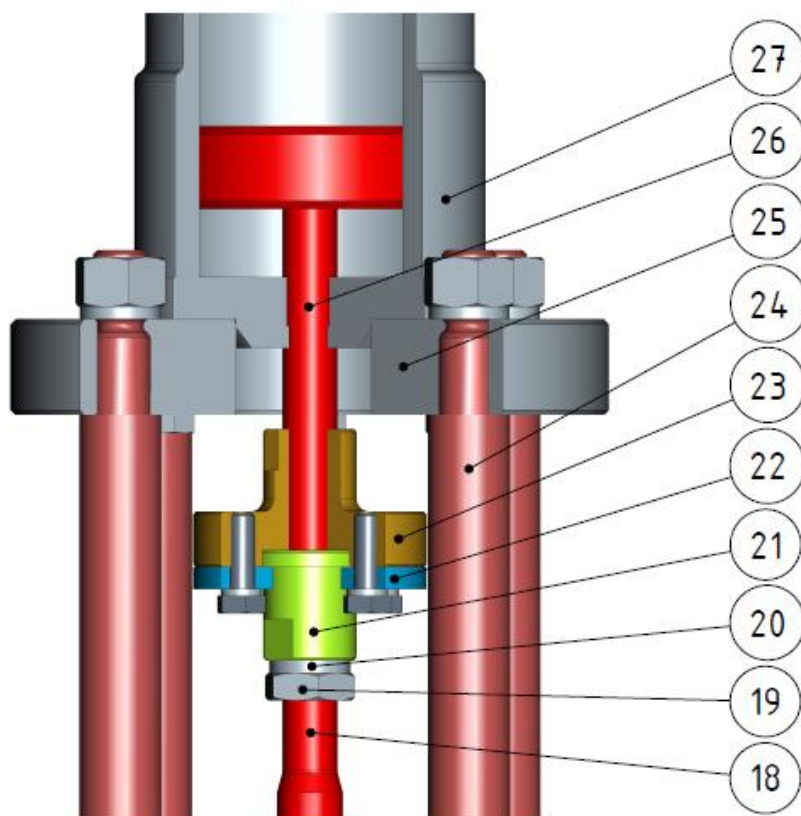


Obr. 9 Spodní část regulačního ventilu

Aby bylo možné stanovit síly působící na stojan, je třeba znát funkci regulačního ventilu a jeho částí. Samotná funkce regulačního ventilu byla popsána výše v kapitole 4.6, proto je nyní možné zabývat se vlastní stavbou ventilu. Základní částí ventilu je těleso (1). Těleso zajišťuje připojení ventilu k vstupnímu a výstupnímu potrubí a pomocí průtočných kanálů umožňuje průtok pracovní látky ventilem. Přibližně uprostřed je do tělesa vloženo sedlo ventilu (2). Sedlo obsahuje (obvykle kuželovou) těsnicí plochu, na kterou v zavřené poloze dosedá těsnicí plocha kuželky ventilu (8).

Redukční pouzdro (3,4) je jedna z nejdůležitějších částí regulačního ventilu. Jedná se o válcové pouzdro, ve kterém je vedena kuželka ventilu. Do redukčního pouzdra jsou vyvrtány radiální otvory o specifickém rozložení a hustotě, které určuje průtočnou charakteristiku ventilu. Ta je důležitá zejména v případě regulačních ventilů jako údaj o citlivosti regulace v daném regulačním rozsahu průtoků ventilu. Redukční pouzdro v závislosti na pracovní látce a jejích provozních parametrech může být jednoduché, nebo může být vyrobeno z několika (přesazených) tenkých pouzder složených dohromady. Redukční pouzdro je do požadované polohy středěno přes sedlo ventilu (2) a shora dotlačováno dolní přírubou stojanu ventilu (9)

přes víko ventilu (7) a vložku (5). Mezi víko ventilu (7) a vložku (5) je vloženo grafitové těsnění (6), které je ve smontovaném stavu stlačeno na požadovanou úroveň tak, aby zabránilo průniku pracovní látky do okolního prostředí.



Obr. 10 Horní část regulačního ventilu

Uvnitř víka ventilu se nachází vodící pouzdro (10), které vymezuje pohyb kuželky ventilu (8) v požadovaném (axiálním) směru. Shora je na víko ventilu upevněn tzv. Live loading systém (12,13,14,15,16,17) pro zajištění provozního dotlačení ucpávkových těsnění (11) vřetene ventilu. Ta zabraňují průsaku pracovní látky okolo vřetene kuželky do okolního prostředí, zároveň však musí umožnit posuv kuželky v pracovním rozsahu. Předepnutí ucpávek je zajištěno pomocí

dotlačovacího pouzdra (12), na které dosedá přítlačná deska (14), která je spojena s víkem pomocí závrtných šroubů (13). Aby se zajistilo, že při provozu bude na ucpávky působit vždy stejný tlak, jsou pod matice (17) u šroubů vloženy talířové pružiny (15), které vyvažují výkyvy tlaku pracovní látky a teplotní dilatace předepnutého spoje. Víko je přítlačováno víkovou přírubou (9), která spolu se sloupky (24) a přírubou pro připojení pohonu tvoří stojan ventilu. Kuželka ventilu (8,18) svojí polohou (zdvihem) určuje množství průtoku pracovní látky ventilem. Na horním konci je spojena k táhlu pohonu (26). Spojení je zajištěno pevnou spojkou, kterou tvoří horní a spodní příruba spojky (21,23), deska ukazovače polohy (22), šrouby s hlavou a podložkami a pojistná matice s podložkou (19,20). Poslední částí ventilu je pohon (27), který dosedá na horní přírubu stojanu (25) a jehož připojení odpovídá připojovacím rozměrům výrobce pohonu. Pohon na obrázku je pouze pro ilustraci, neodpovídá své skutečné podobě.

7.2 Směr proudění pracovní látky ventilem

Při průchodu pracovní látky ventilem rozeznáváme dva typy proudění, které vycházejí z orientace ventilu vzhledem ke směru proudění pracovní látky:

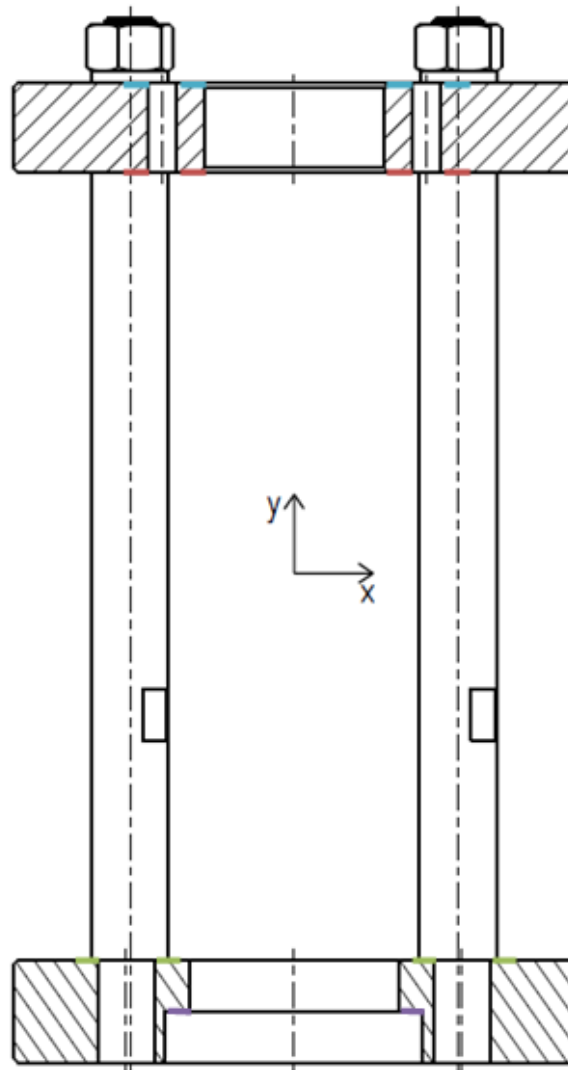
- proudění nad kuželku,
- proudění pod kuželku.

V případě proudění nad kuželku, pracovní látka vstupuje do horní komory tělesa a při zavírání ventilu dotlačuje kuželku do sedla, odlehčuje tedy pohonu. Při otevírání ventilu a zdvihání kuželky naopak pracovní látka brání zvednutí, pohon tak musí překonat značnou sílu. Na tento typ proudění se nejlépe hodí pneumatický pohon s nepřímou funkcí, kde se pro uzavření ventilu využije právě síly pracovní látky, která podpoří sílu vyvolanou pružinou pohonu.

Při proudění pod kuželku je situace opačná. Pracovní látka vstupuje do spodní komory tělesa a nadzdvihává kuželku. Pohon tedy pro uzavření musí vyvodit značnou sílu na překonání síly od působení pracovní látky na spodní kruhovou plochu kuželky ventilu. Při otevírání má ale pohon právě o tuto sílu práci ulehčenou. Pro tento typ proudění se nejlépe hodí pneumatický pohon s přímou funkcí, kdy pružina vytahuje táhlo pohonu vzhůru. V běžných provezech nezdívka nastává situace, kdy může být směr toku pracovní látky obousměrný a ve ventilu tak nastávají oba typy proudění. V těchto případech (ale nejen v nich) se používají elektrické a hydraulické pohony, díky možnosti regulace zdvihu v obou směrech.

7.3 Silové účinky na stojan při nečinnosti ventilu

Na stojan ventilu v momentě, kdy ventilem neprochází pracovní látka, působí síly vyvozené montáží celého ventilu a tíhové síly jednotlivých částí. Na spodní i horní přírubě stojanu jsou spojení provedena prostřednictvím předepjatých šroubových spojů. Předepínací síly ve šroubech vyvozují síly na stykové plochy spojů a také na plochy pod maticemi a hlavami šroubů. Mezi tíhové síly, které zatěžují stojan, patří pouze tíhová síla pohonu a vlastní tíha stojanu. Na následujícím obrázku jsou znázorněny plochy, na které popsání síly působí.



Obr. 11 Zatěžované plochy stojanu při nečinnosti ventilu

Modrá plocha označuje stykovou plochu stojanu a přípojovací příruby pohonu. Na tuto plochu působí síla F_{pp} od předpětí šroubového spoje stojan – pohon, ve směru $-y$ a tíhová síla pohonu F_{gp} v tom samém směru.

Červená plocha označuje plochu mezikruží vymezenou hlavami šroubů pro připojení pohonu a tato plocha je zatížena silou F_{pp} od předpětí šroubového spoje stojan – pohon ve směru $+y$.

Zelená plocha označuje mezikruží vymezené maticemi šroubů pro připojení stojanu k tělesu ventilu a tato plocha je zatížena silou F_{ps} od předpětí šroubového spoje stojan – těleso ve směru $-y$.

Fialová plocha označuje dosedací plochu stojanu. Tato plocha je zatížena silou F_{ps} od předepjatého spoje stojan – těleso a zároveň je zatížena reakcí R_{gsp} od vlastní tíhové síly F_{gs} a tíhové síly pohonu F_{gp} , všechny síly působí ve směru $+y$.

Síla na spojované části od předpětí je obecně:

$$F_{po} = F_i - (1 - C) \cdot F_z \quad [16, \text{str. 447}], [20] \quad (7.3.1)$$

kde:

$F_{po} \dots$ je síla na spojované části od předepjatého šroubového spoje

$C \dots$ je tuhostní konstanta předepjatého šroubového spoje

$F_z \dots$ je provozní síla předepjatého šroubového spoje

$F_i \dots$ je síla předpětí šroubového spoje

Tíhová síla obecně:

$$F_{go} = m \cdot g \quad (7.3.2)$$

kde:

$F_{go} \dots$ je obecná tíhová síla

$m \dots$ je hmotnost součásti

$g \dots$ je konstanta gravitačního zrychlení

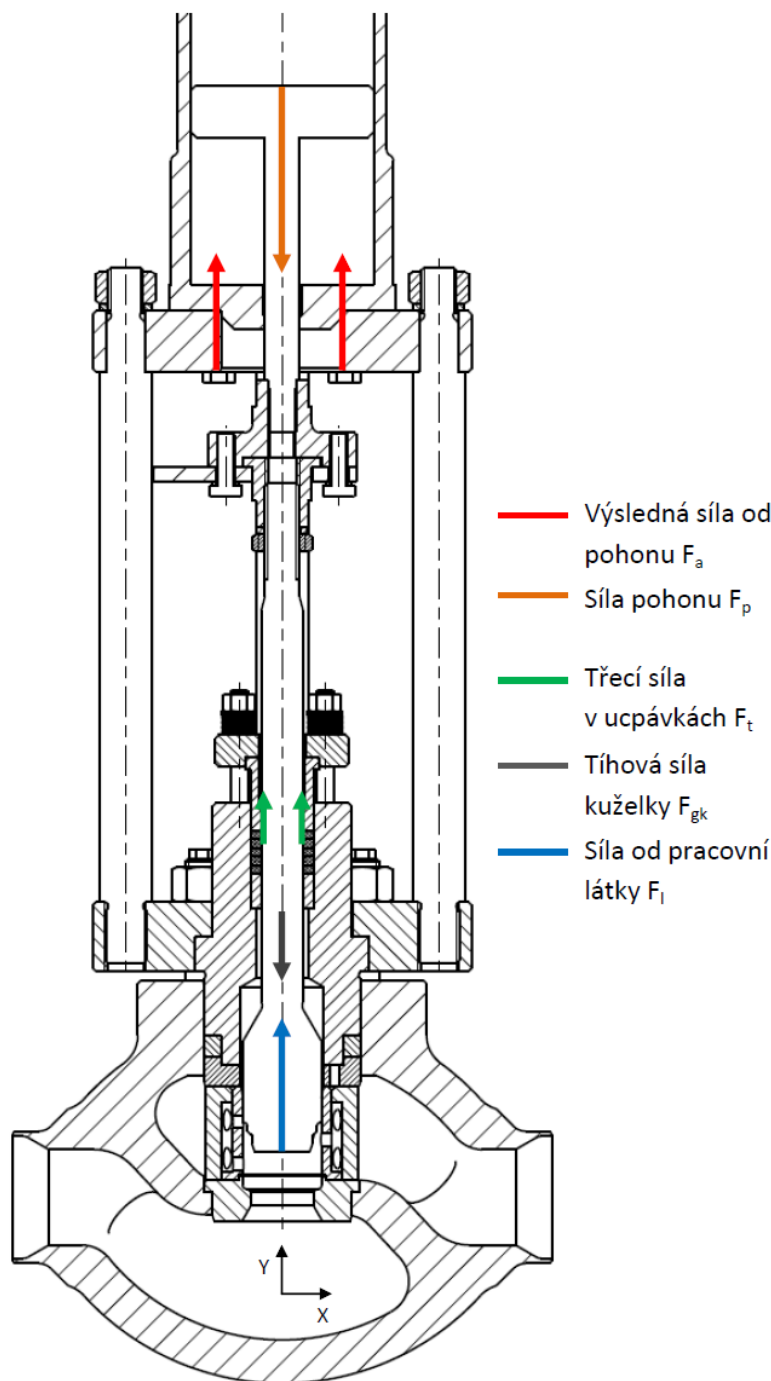
7.4 Silové účinky na stojan od činnosti ventilu

Během provozu ventilu působí na stojan kromě již uvedených silových účinků další síly, které se mění v závislosti na provozních parametrech pracovní látky (zejména tlaku před a za armaturou), orientaci proudění pracovní látky ve ventilu (pod kuželku nebo nad kuželku) či na aktuální poloze (zdvihu) kuželky ventilu. Tyto účinky jsou na stojan přenášeny přes části ventilu, se kterými stojan přímo sousedí. Jedná se tedy o sílu od pohonu F_a a sílu od víka F_s .

Síla od pohonu je rovna síle pohonu, kterou pohon vyvozuje během činnosti ventilu, má však opačný směr. Jestliže pohon vyvozuje sílu směrem dolů, pak ta samá síla odtlačuje pohon od stojanu. Tuto sílu přenáší na stojan šroubový spoj stojan – pohon. V případě kdy pohon vyvozuje sílu směrem vzhůru, tou samou silou tlačí na stojan v místě styku příruby stojanu a příruby pohonu. Směr síly od pohonu závisí na směru proudění ve ventilu a je popsán v následující podkapitole.

Síla od víka působí vždy směrem vzhůru na dosedací plochu stojanu a je popsána v jedné z následujících podkapitol.

7.4.1 Síla od pohonu při proudění pod kuželku



Obr. 12 Síla od pohonu při proudění pod kuželku

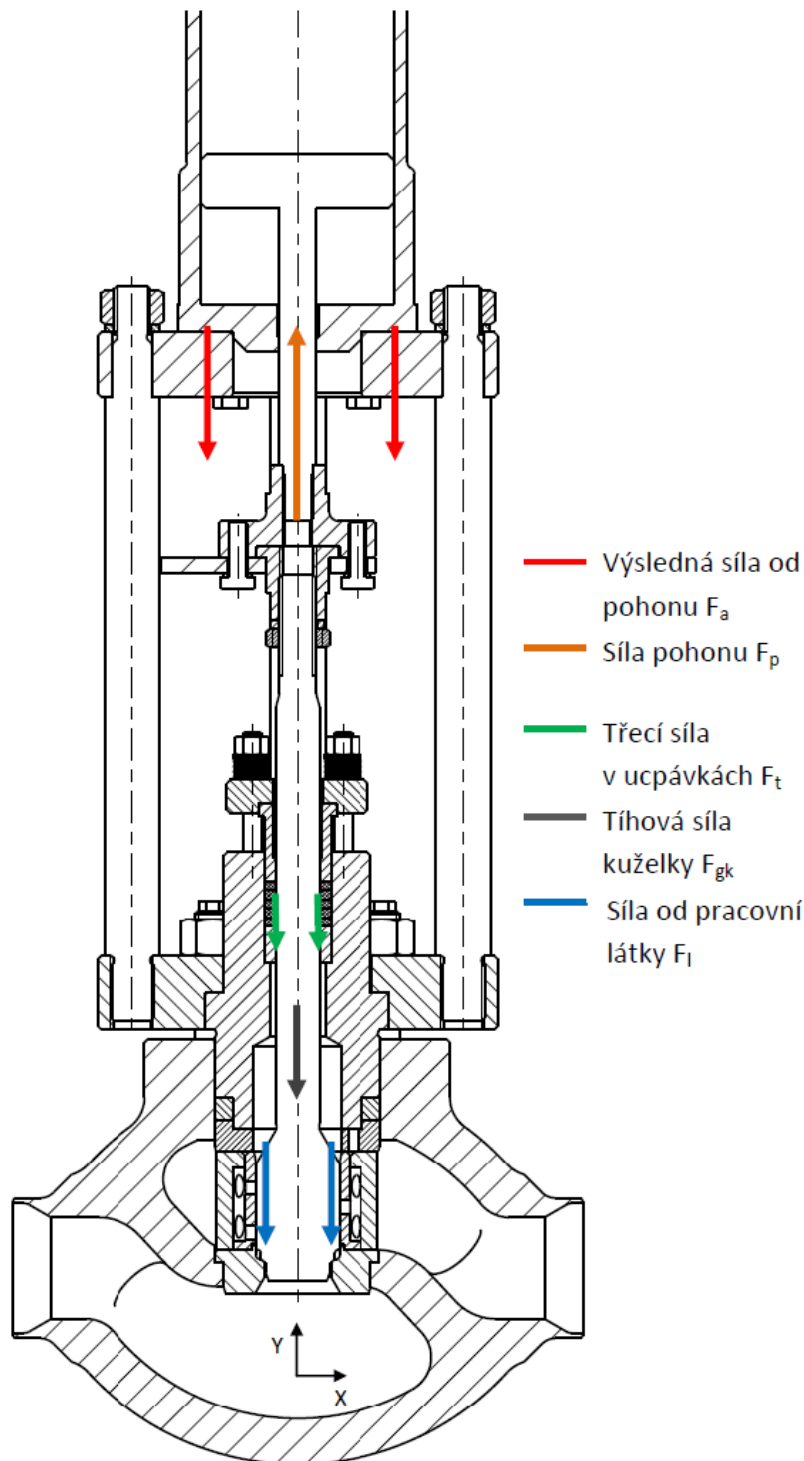
Největší sílu při proudění pod kuželku musí pohon vyvinout v momentě, když zavírá ventil do polohy uzavřeno. V té chvíli musí pohon překonat sílu od pracovní látky F_l a třecí sílu v ucpávkách F_t . Proti těmto silám působí tíhová síla kuželky F_{gk} .

Výsledná síla pohonu musí být o něco větší než tyto síly, aby vyvodil dostatečné dotlačení kuželky do sedla. Proto se výsledná síla pohonu násobí koeficientem dotlačení k_d . Na obrázku jsou znázorněny směry jednotlivých sil. Výsledná síla od pohonu má opačný směr síly pohonu a stejnou velikost. Její působíště je přeneseno z příruby pohonu přes předejatý šroubový spoj na mezikruhové plochy pod hlavami šroubů a namáhá stojan na tah.

$$F_p = (F_l + F_t - F_{gk}) \cdot k_d \dots (\text{směr} - y) \quad (7.4.1.1)$$

$$\vec{F}_a = -\vec{F}_p \dots (\text{stejná velikost, směr} + y) \quad (7.4.1.2)$$

7.4.2 Síla od pohonu při proudění nad kuželku



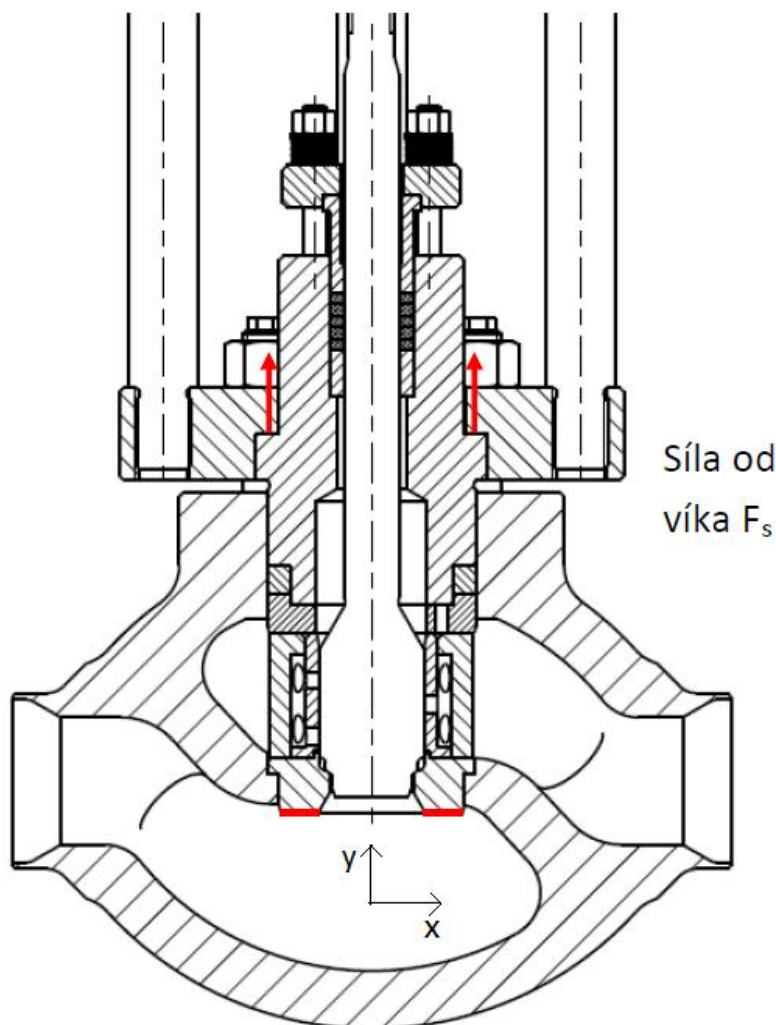
Největší sílu při proudění nad kuželku musí pohon vyvinout ve chvíli, kdy otevírá ventil z polohy uzavřeno. V tu chvíli musí pohon překonat sílu od pracovní látky působící na horní mezikruhovou plochu kuželky, třecí sílu v ucpávkách a tentokrát i tíhovou sílu kuželky. Výsledná síla pohonu tedy působí směrem vzhůru. Výsledná síla od pohonu má pak opačný směr a stejnou velikost a namáhá stojan na tlak. Je třeba zdůraznit, že tato síla, je vždy (při stejných provozních parametrech) menší, než síla od pohonu při proudění pod kuželku. Je to dáno menší zatíženou plochou kuželky pracovní látkou a také tím, že síla pohonu se nenásobí koeficientem dotlačení.

Obr. 13 Síla od pohonu při proudění nad kuželku

$$F_p = F_l + F_t + F_{gk} \dots (\text{směr} + y)$$

$$\vec{F}_a = -\vec{F}_p \dots (\text{stejná velikost, směr} - y)$$

7.4.3 Síla od víka ventilu



Obr. 14 Síla od víka ventilu

Síla od víka ventilu působí na dosedací plochu stojanu ve směru + y. Velikost této síly je určena spodní plochou sedla ventilu S_{ms} a tlakem p_1 ve spodní průtočné komoře. To způsobuje, že tato síla nabývá velmi malé hodnoty při proudění nad kuželku. Při tomto proudění je totiž ve spodní komoře menší tlak než v komoře horní, může tam být tlak atmosférický. Při proudění pod kuželku je ve spodní komoře tlak rovný pracovnímu tlaku při kterém je ventil provozován a síla od víka v tomto případě nabývá nezanedbatelných hodnot, často větších než je síla od pohonu. Označení síly indexem s je zvoleno proto, že velikost síly je dána spodní plochou sedla, nikoliv víka.

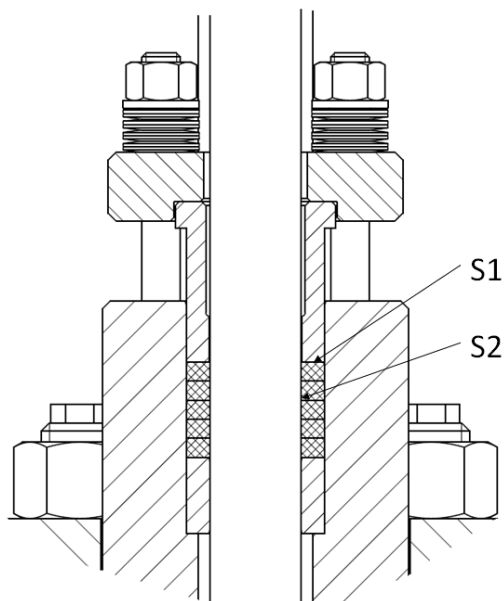
$$F_s = p_1 \cdot S_{ms} \dots (\text{směr } + y) \quad (7.4.3)$$

7.4.4 Síla od pracovní látky

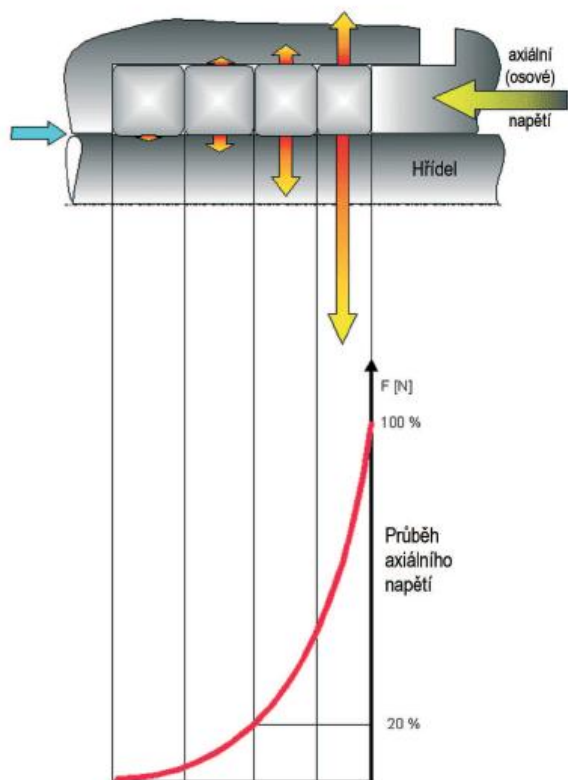
Na kuželku ventilu působí v tělese ventilu dvě síly a to síla na spodní plochu kuželky od tlaku pracovní látky p_1 ve spodní komoře a síla na horní plochu kuželky od tlaku pracovní látky p_2 v horní komoře. Výsledná síla na kuželku od pracovní látky se pak spočte podle následujícího vzorce:

$$F_l = \left(p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \right) - \left(p_2 \cdot \frac{\pi \cdot (d_k^2 - d_v^2)}{4} \right) \dots \text{kde } d_k \text{ je průměr spodní plochy kuželky a } d_v \text{ je průměr vřetene kuželky.} \quad (7.4.4)$$

7.4.5 Třecí síla v ucpávkách



Obr. 15 Plochy ucpávkového těsnění



Obr. 16 Rozložení tlakového napětí v ucpávkách

V předchozích kapitolách byly popsány silové účinky na stojan ventilu, včetně příslušných vzorců. Zbývá tedy určit vztah pro výpočet třecí síly v ucpávkách F_t , která jako jediná zatím nebyla definována. Pro její odvození poslouží obrázek 15 a 16. Ucpávkové těsnění je složeno z několika grafitových kroužků, na které působí dotlačovací pouzdro určitým tlakem p_{S1} . Tento tlak je závislý na těsněném médiu. V našem případě je těsněným médiem vodní pára a pro tu je těsnicí tlak 2,5 – 5 krát vyšší než samotný tlak p páry ve ventilu. Uvažujme pro výpočet hodnotu 2,5. Dalším krokem je úvaha, jak se tento tlak rozloží v těsnících kroužcích. Kdyby

bylo těsnění z kapaliny, pak lze říci, že tlak p_{S2} na plochu S_2 je stejný jako tlak na plochu S_1 , tedy těsnicí tlak. Protože ale ucpávky jsou z grafitu, tlak na těsněnou plochu S_2 není konstantní. Z obrázku je vidět, jak se rozloží tlakové napětí v ucpávkách při působení těsnícího tlaku p_{S1} . Z obrázku 16 plyne, že největší těsnicí funkci zastane horní kroužek celého těsnění, zatímco spodní kroužek nevyvine na vřeteno kuželky téměř žádný tlak. Řekněme tedy, že tlak působící na plochu S_2 je 0,6 tlaku působícího na plochu S_1 . Radiální sílu na vřeteno F_r spočteme jednoduše přenásobením tlaku působícího na plochu S_2 obsahem této plochy. Výsledná třecí síla na vřeteno, která má axiální směr, se spočte přenásobením radiální síly součinitelem tření f mezi stykovými materiály. Tento součinitel pro dvojici ocel – grafit nabývá hodnoty 0,1. [1],[18]

$$p_{S1} = p \times 2,5$$

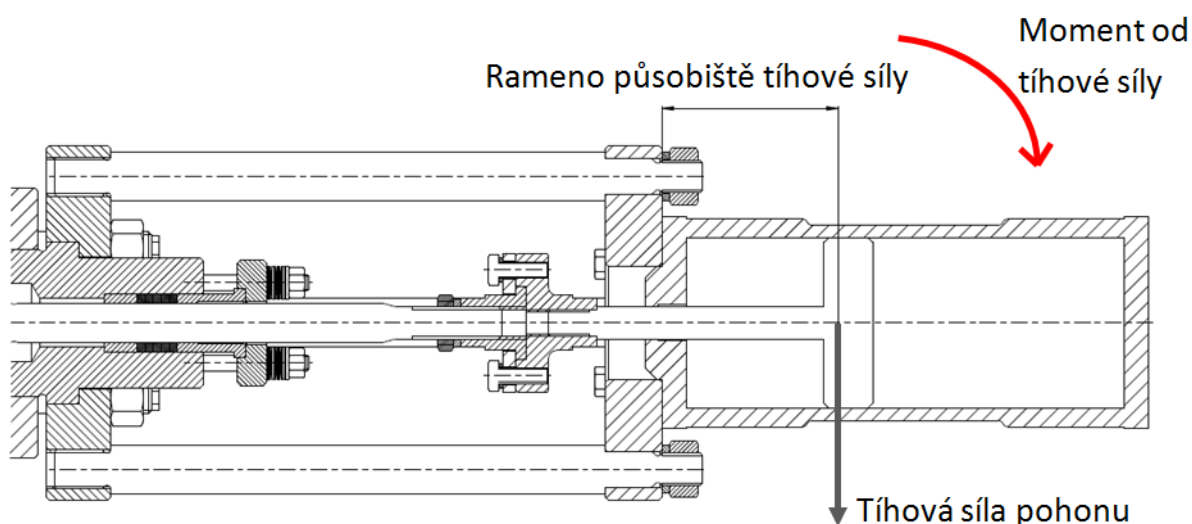
$$p_{S2} = 0,6 \times p_{S1}$$

$$F_r = p_{S2} \times S_2$$

$$F_t = F_r \times f \dots (\text{směr proti pohybu kuželky}) \quad (7.4.5)$$

7.5 Silové účinky od polohy ventilu (vodorovně, svisle)

Protože regulační ventil je možné namontovat ve více pracovních polohách, působí na stojan i jiné síly, než které vznikají při samotné činnosti ventilu. Ve svislé poloze na stojan působí nezanedbatelná tlaková síla od hmotnosti pohonu, tedy tíhová síla pohonu. Ve vodorovné poloze je stojan namáhán na ohyb momentem M_p opět od tíhové síly pohonu působící na rameni l_M dlouhém od bodu uchycení pohonu po středisko hmotnosti daného pohonu.



Obr. 17 Schéma zatížení stojanu od vodorovné pracovní polohy

$$M_p = l_M \cdot F_{gp} \quad (7.5)$$

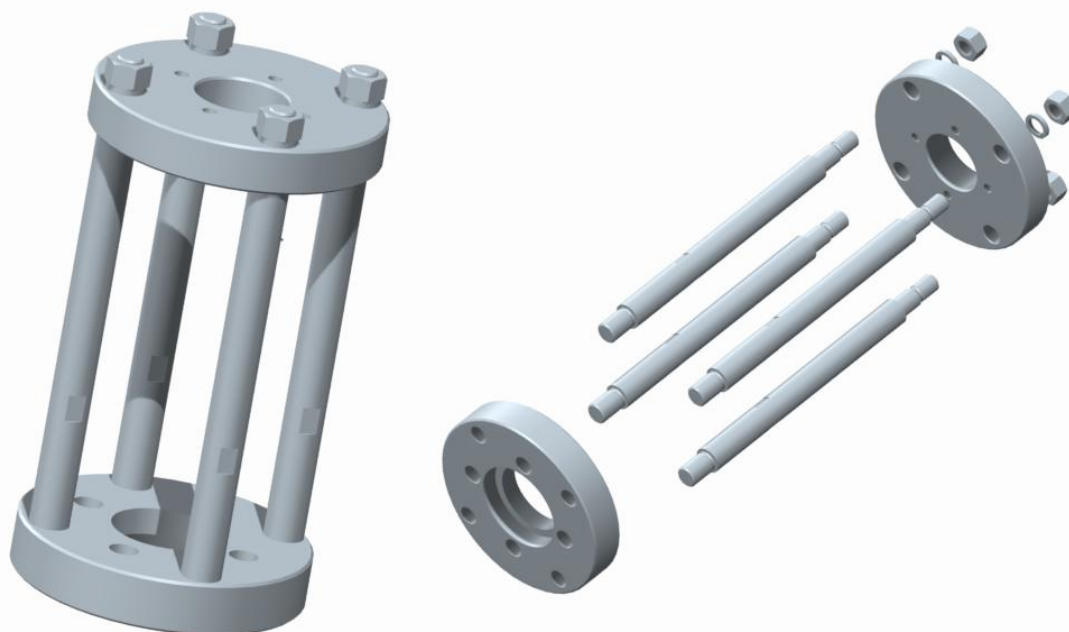
8 Návrh stojanu

Před začátkem navrhování je třeba přesně stanovit oblast použití stojanu a vysvětlit pár důležitých vztahů, na které bude odkazováno v následující kapitole. V celé práci doposud nebylo zmíněno rozdělení armatur podle jejich velikosti a podle jejich pevnosti. K těmto účelům jsou používány v Evropských normách dvě zkratky, a to DN a PN. Velikost armatury určuje DN a je to zkratka anglického diameter nominal, tedy nominální průměr a udává rozměr (průměr) průtočného kanálu (světlost armatury). Zkratka PN z anglického pressure nominal, tedy nominální tlak, udává tlak, na který je armatura dimenzována, respektive jsou

její části. Tento tlak je udáváný v barech. Ventil tento tlak opravdu udrží, ale pouze za přesně stanovených podmínek. Norma totiž udává přesnou definici PN jako tlaku, který daná součást vydrží za teploty 20 °C. V případě provozu ventilu s pracovní látkou vyšší teploty, například s párou, se hodnoty maximálního tlaku uvnitř ventilu snižují úměrně snižující se mezi kluzu materiálu jednotlivých částí ventilu za zvýšené teploty. Dimenzování a výpočet zatěžovacích účinků bude počítán pro provoz ventilu za normální teploty, tedy za teploty 20 °C.

8.1 Stávající konstrukce

Aby bylo možné navrhnout nový stojan, je třeba se podívat na ten stávající a vyhodnotit jeho slabiny, které je nutné odstranit a na jeho přednosti, které je dobré ponechat, případně vylepšit. Konstrukce starého stojanu se skládá ze třech stavebních dílů. První je víková příruba, která je přišroubována k tělesu ventilu a drží víko v požadované poloze. K tomu slouží osazený centrální otvor. Do této příruby se zašroubovávají nosné sloupky. Sloupky jsou celkem 4, ale u menších ventilů se doposud používala i verze pouze se dvěma sloupky. Na sloupky je nasazena příruba k připojení pohonu, její poloha je zajištěna maticemi s podložkami. Největší výhodou stávajícího stojanu je bezesporu jeho snadná smontovatelnost a možnost vyměnit jednu ze stavebních částí za jinou v případě jejího poškození. Další výhodou je to, že stavební díly jsou normované strojní součásti, což zajišťuje jejich poměrně nízkou cenu. Nevýhodami stojanu jsou jeho nízká tuhost daná poměrem délky šroubových spojů ku celkové výšce stojanu a nutnost obráběcích operací na jednotlivých dílech stojanu. Obráběcí operace značně zvyšují celkovou cenu stojanu, mnohdy jí zmnohonásobí. Na stávajícím stojanu se provádí jak soustružení závitů na sloupcích, tak vrtání děr na přírubách. Další nevýhodou stávající konstrukce je poměrně malý prostor pro klíč při utahování matic na přírubách.



Obr. 18 Současná konstrukce stojanu

8.2 Vize nové konstrukce

Požadavky na novou konstrukci stojanu vychází z předchozího odstavce a jsou následující:

- Snadná smontovatelnost stojanu
- Snadná montáž stojanu k ventilu (dostatek místa na utahování matic)
- Vysoká tuhost stojanu ve všech pracovních polohách
- Minimalizace obráběcích operací
- Kompatibilita pro připojení různých druhů pohonů
- Nízké náklady (vzhledem ke stávající konstrukci stojanu)

U nové konstrukce bude přibližně zachován tvar starého stojanu. Budou ponechány obě příruby, horní i spodní, ale bude potřeba vylepšit jejich propojení. Aby se zvýšila tuhost stojanu, bude třeba použít pevný nerozebíratelný spoj sloupků a přírub. V úvahu přichází spojení tvarové, nalisováním nebo svařem. Nalisování se nehodí pro tento účel kvůli své náročnosti výroby a vysoké ceně, v úvahu tedy přichází tvarový spoj nebo svar. Tvarovým spojem je chápán plynulý přechod přírub a sloupků, stojan by tedy musel být z jednoho kusu a jednalo by se o odlitek. Výhodami odlitku jsou menší množství obráběcích operací, vysoká tuhost, avšak proti odlitku jasně hovoří jeho cena. Náklady na odlévání jednotlivých kusů jsou malé, avšak náklady na výrobu odlévací formy jsou vysoké. Odlitek se tak vyplatí až při výrobě více kusů – série, při použití jedné odlévací formy. Svařenec se tak zdá být nejlepší volbou, ale oproti odlitku u něho přibývají obráběcí operace jednotlivých dílů. U sloupků se musí provést úpravy pro svar. Zároveň přibývá samotná operace svařování. Svařování vnáší do součástí vnitřní pnutí kolem svarů a změnu struktury materiálu. K odstranění pnutí a homogenizaci struktury se dají použít dokončovací operace jako například homogenizační žihání a žihání na odstranění vnitřních pnutí. Tyto operace spolu ale také zvyšují cenu stojanu. K rozhodnutí o výsledné variantě byla použita metoda párového srovnávání.

Metoda spočívá ve stanovení porovnávacích kritérií, kdy se každé porovná s každým. Počet porovnávacích kritérií je n a počet porovnání jednoho kritéria je $N = \frac{n*(n-1)}{2}$. Váha kritéria i se spočítá ze vzorce $i = \frac{k}{N}$, kde k je počet případů, kdy daná varianta zvítězila nad variantou jinou. Podle následující tabulky je k počet buněk ve sloupci příslušného kritéria označených stejnou barvou jako kritérium samotné. Vyhodnocení variant spočívá v přiřazení určitého počtu bodů dle zvolené stupnice ke každému kritériu pro danou variantu. Body se na závěr vynásobí váhami kritérií a sečtou se.

Metoda párového srovnávání							
Stanovení vah jednotlivých kritérií							
Kritéria	1	2	3	4	5	6	váha kritérií
Snadná smontovatelnost stojanu (1)	-	-	-	-	-	-	0
Snadná montáž stojanu k ventilu (2)		-	-	-	-	-	0,1333333333
Vysoká tuhost stojanu (3)			-	-	-	-	0,3333333333
Minimalizace obráběcích operací (4)				-	-	-	0,2
Kompatibilita připojení pohonů (5)					-	-	0,2666666667
Náklady (6)						-	0,0666666667
Suma vah kritérií Σ							1
Vyhodnocení variant							
Varianta	Kritéria						Výsledné body
	1	2	3	4	5	6	
	body (1-5, 5 je nejvíce)						
Odlitek	5	0	5	3	0	2	2,4
Svařenec	1	0	4	2	0	2	1,866666667

Tab. 3 Metoda párového srovnávání svařence a odlitku

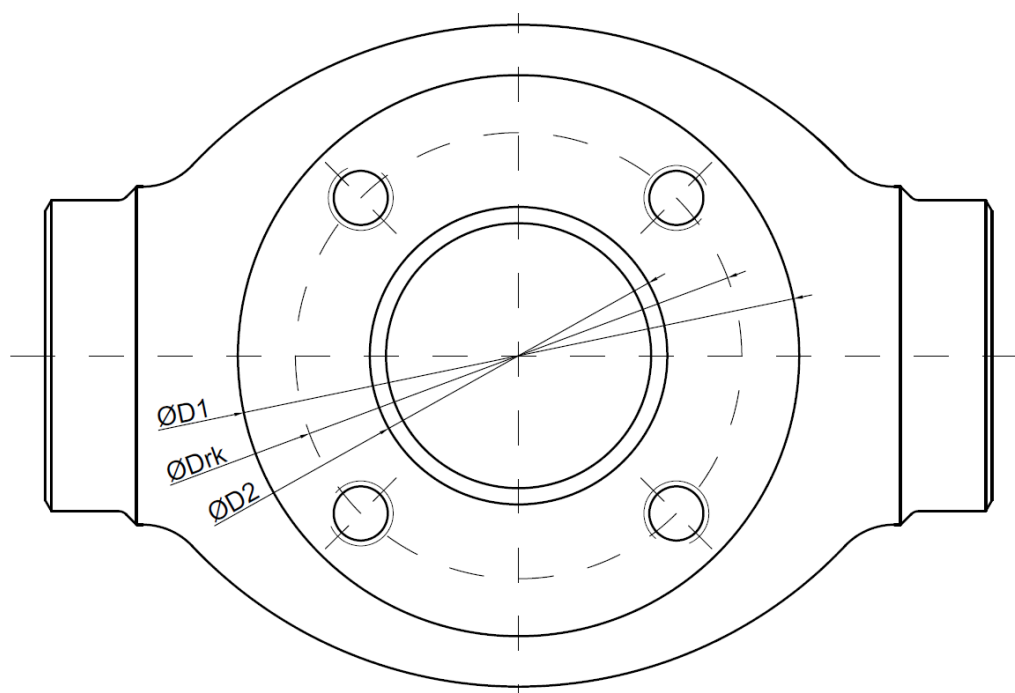
Kritéria, která nebylo možno posoudit před samotným návrhem stojanu, dostala u obou variant nulová ohodnocení. Vítěznou variantou se stal odlitek. Aby se co nejvíce minimalizovaly náklady při výrobě odlitků, při návrhu bude kladen důraz na to, aby výsledný stojan byl použitelný nejen s vícero pohony, ale také s vícero regulačními ventily co se velikosti (DN) týče.

8.3 Rozměry

Před návrhem rozměrů je třeba určit, jakou část z výrobní řady ventilů společnosti G-Team a. s. navržený stojan pokryje. Výrobní řada se odvíjí od dodávaných velikostí odlitků těles. Při návrhu stojanu je třeba vzít v úvahu rozměry těles ventilů a zdvih jednotlivých DN ventilů, aby stojan nebyl neúměrně velký regulačnímu ventilu. Při návrhu rozměrů přírub stojanu se budou brát v úvahu rozměry dosedacích ploch těles ventilů a rozměry dosedacích ploch pohonů k ventilům. Tyto rozměry určí průměr spodní a horní příruby. Rozměr výšky mezi přírubami bude určen z maximálních zdvihů regulačních ventilů a z výšek stavebních částí ventilu uvnitř stojanu. V následující tabulce jsou uvedeny charakteristické rozměry odlitkové řady těles, převzaté z databáze modelů společnosti G-Team a.s.

charakteristické rozměry těles regulačních ventilů			
DN	$\varnothing D1$ [mm]	$\varnothing Drk$ [mm]	$\varnothing D2$ [mm]
25	110	86,26	42
50	162	121,62	60
80	166	128	90
100	210	158,5	110
150	270	212	140
200	320	235	150
250	400	323	246
300	470	371	272

Tab. 4 Charakteristické rozměry odlitkové řady těles pro regulační ventily



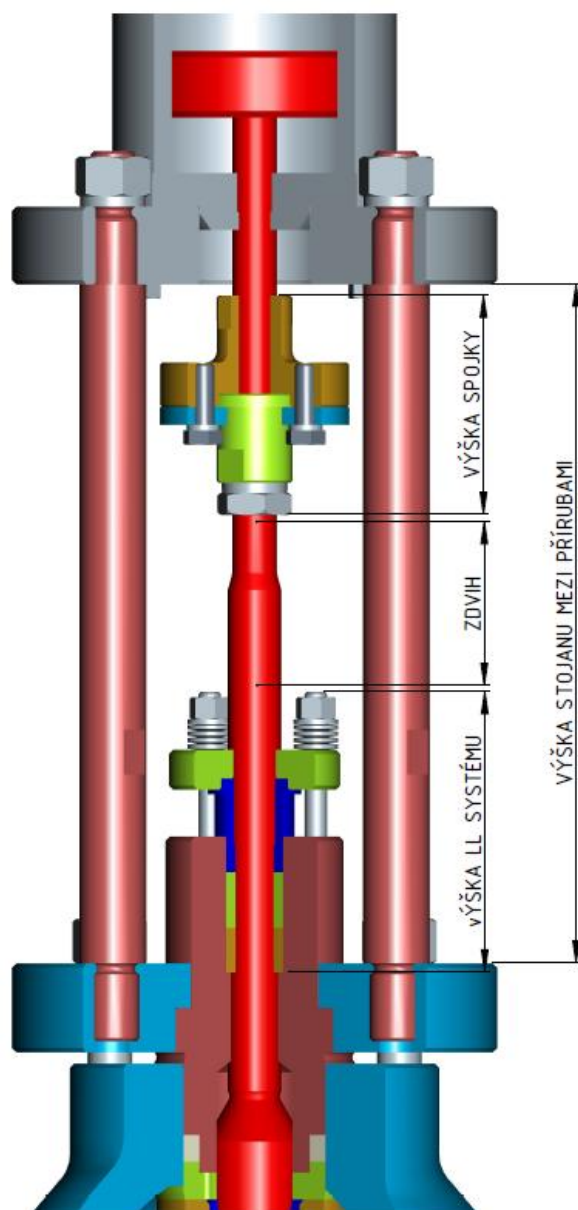
Obr. 19 Schéma charakteristických rozměrů odlitkové řady těles pro regulační ventily

Podle této tabulky byl navržen univerzální stojan jako stojan, který pokryje velikosti ventilů DN25 – DN100. Rozměry dalších velikostí ventilů už se velikostně příliš liší na návrh jednotného stojanu. Průměr spodní příruby d_p necht' je roven venkovnímu průměru tělesa D_1 . Je třeba zjistit, zda tento průměr bude vyhovovat i pro horní přírubu a stojan tak zůstane symetrický, nebo jestli rozměr horní příruby bude nutné upravit. Pro tento účel budou použity Technické podmínky pro dodávku regulačních ventilů společnosti G-Team a.s., ze kterých byla udělána následující tabulka.

Výňatek z technických podmínek pro dodávku regulačních ventilů společnosti G-Team a.s.				
DN	PN [bar(g)]	Zdvih ventilu [mm]	typ pohonu (Auma)	Připojovací příruba
15	16	15	SARN 07.1	F07 (F10)
	25		SARN 07.1	F07 (F10)
	40		SARN 07.1	F07 (F10)
	63		SARN 07.1	F07 (F10)
	100		SARN 07.1	F07 (F10)
	160		SARN 07.1	F07 (F10)
	250		SARN 07.1	F07 (F10)
25	16	20	SARN 07.1	F07 (F10)
	25		SARN 07.1	F07 (F10)
	40		SARN 07.1	F07 (F10)
	63		SARN 07.1	F07 (F10)
	100		SARN 07.1	F07 (F10)
	160		SARN 07.5	F07 (F10)
	250		SARN 07.5	F07 (F10)
40	16	35	SARN 07.1	F07 (F10)
	25		SARN 07.1	F07 (F10)
	40		SARN 07.1	F07 (F10)
	63		SARN 07.5	F07 (F10)
	100		SARN 07.5	F07 (F10)
	160		SARN 10.1	F10
	250		SARN 10.1	F10
50	16	35	SARN 07.1	F07 (F10)
	25		SARN 07.1	F07 (F10)
	40		SARN 07.1	F07 (F10)
	63		SARN 07.5	F07 (F10)
	100		SARN 10.1	F10
	160		SARN 14.1	F14
	250		SARN 14.1	F14
65	16	45	SARN 07.1	F07 (F10)
	25		SARN 07.1	F07 (F10)
	40		SARN 07.5	F07 (F10)
	63		SARN 10.1	F10
	100		SARN 14.1	F14
	160		SARN 14.1	F14
	250		SARN 14.1	F14
80	16	45	SARN 07.1	F07 (F10)
	25		SARN 07.5	F07 (F10)
	40		SARN 07.5	F07 (F10)
	63		SARN 14.1	F14
	100		SARN 14.1	F14
	160		SARN 14.5	F14
	250		SARN 14.5	F14
100	16	60	SARN 07.5	F07 (F10)
	25		SARN 07.5	F07 (F10)
	40		SARN 14.1	F14
	63		SARN 14.1	F14
	100		SARN 14.5	F14
	160		SARN 16.1	F16
	250		SARN 16.1	F16

Tab. 5 Výňatek z technických podmínek pro dodávku regulačních ventilů společnosti G _Team a. s. [3], [17]

V této tabulce lze vyčíst jednak zdvihy ventilů, jednak elektropohony, které jsou s danými velikostmi dodávány a typy připojovacích přírub daných pohonů. Z tabulky je také vidět, že pro jednu velikost ventilu je používáno vícero pohonů. Je to z toho důvodu, že každý ventil je určený pro jiné rozmezí tlaků (označení maximálního přípustného tlaku ve ventilu – PN), z čehož vznikají rozdílné síly uvnitř ventilu. Z tabulky tedy vyplývá, že k ventilu DN100 se běžně montují pohony s připojovacími přírubami F07 - F16. Když tedy srovnáme navržený průměr přírub s rozměry příruby F16, zjistíme, že tato kombinace bude fungovat. Průměr přírub stojanu tedy bude shodný s vnějším průměrem horní plochy tělesa. [3]



Obr. 20 Výška stojanu mezi přírubami

Nyní je třeba určit výšku stojanu. Při návrhu výšky stojanu bude brána v úvahu maximální možná požadovaná výška, která bude počítána z největšího ventilu, na který lze stojan namontovat. Z obrázku vyplývá, že maximální výška bude součtem výšek Live loading systému, zdvihu a pevné spojky. Zároveň by měla být na stojanu určitá rezerva pro každý neočekávaný případ. Tato rezerva je tvořena otvorem v horní přírubě stojanu, kam teoreticky může zajet část pevné spojky. K tomuto případu by ale nikdy dojít nemělo. Na obrázku 20 je také vidět, že live loading systém nezačíná přesně na úrovni horní plochy spodní příruby stojanu. V obecném případě je to právě v blízkém okolí této zmíněné úrovně. Z konstrukčního hlediska je možno posunout začátek live loading systému téměř libovolně blízko ke konci prostoru vymežujícímu pohyb kuželky. Pro výpočet výšky stojanu mezi přírubami bude brán v úvahu

případ, kdy začátek live loading systému lícuje s horní plochou spodní příruby stojanu, ale aby vznikla rezerva vzhledem ke skutečnému počátku, bude výška live loadingu násobena rezervním koeficientem k_r .

Stanovení výšky stojanu podle stavebních rozměrů ventilu DN100				
Výška LL systému [mm]	Zdvih největšího DN [mm]	Výška spojky největšího DN [mm]	koeficient K_r LL systému [1]	Výsledná výška mezi přírubami [mm]
141	60	98,5	1,2	330

Tab. 6 Stanovení výšky stojanu [3]

Možno podotknout, že stanovená výška bude značně velká pro ventily malé velikosti, nicméně u těchto ventilů se pouze prodlouží kuželka tak, aby dosáhla pohodlně k pevné spojce. Po stanovení průměrů přírub a výšek mezi nimi ještě zbývá určit, které pneumatické pohony bude možné k navrženým stojanům připojit. V následující tabulce jsou spočteny roztečné kružnice pneumatických pohonů Stránský a Petržík a síly které pohony vyvinou.

Kompatibilita pneumatických pohonů Stránský a Petržík s.r.o.				
vnější průměr příruby [mm]	Pohon (průměr pístu [mm])	Roztečná kružnice připojení pohonu [mm]	Síla pohonu [kN]	Síla pohonu - tandemu [kN]
210	32	45,96	0,4	1,2
	40	53,74	0,6	1,9
	50	65,76	1,0	3,0
	63	79,90	1,7	5,0
	80	101,82	2,7	8,2
	100	125,87	4,4	13,3
	125	155,56	6,9	20,6

Tab. 7 Pneumatické pohony Stránský a Petržík připojitelné k navrženému stojanu [10]

Síla pohonů byla stanovena výpočtem $F = p \cdot S$, kde p je pracovní tlak pohonu a S je obsah mezikruží vnějšího rozměru pístu a pístnice. Stejně tak rozměry roztečných kružnic byly spočteny z připojovacích rozměrů pohonů. Všechny potřebné hodnoty pro výpočty byly vzaty z katalogového listu společnosti Stránský Petržík s.r.o. [10]

Rozměry stojanu tedy byly stanoveny, stejně jako bylo stanoveno, které pohony bude možno ke stojanu připojit. Před tvorbou modelu je ještě nutné stanovit tloušťky jednotlivých částí stojanu a jeho zatížení pro pevnostní výpočty.

8.4 Stanovení maximálních zatěžovacích účinků

Před dimenzováním výšek přírub a průřezu sloupků je potřeba znát maximální zatěžovací účinky na nově navrhovaný stojan. Tyto účinky byly definovány v kapitole 7, nyní bude proveden jejich výpočet. Provozní podmínky, při kterých je stojan nejvíce namáhám, nastávají při připojení stojanu k ventilu DN100 PN250 při proudění pod kuželku. Vypočtené zatěžovací účinky budou také použity pro pevnostní analýzu. Pořadí výpočtů je zvoleno tak, aby u každého výpočtu bylo jasné, z čeho výpočet vzešel.

Výpočet tíhové síly pohonu F_{gp} dle (7.3.2):

U tíhové síly pohonu byl vybrán elektrický pohon Auma SARN16.1, protože elektropohony jsou díky své konstrukci těžší než pohony pneumatické.

$m_p = 45$ [kg] ...hmotnost určena z katalogového listu výrobce [17]

$g = 9,81$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

$$F_{gp} = 45 \cdot 9,81 = 441,45 \text{ [N]}$$

Výpočet tíhové síly kuželky F_{gk} dle (7.3.2):

$m_k = 2,9$ [kg] ...hmotnost určena z modelu kuželky

$g = 9,81$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

$$F_{gk} = 2,9 \cdot 9,81 = 28,45 \text{ [N]}$$

Výpočet tíhové síly stojanu F_{gs} dle (7.3.2):

U tíhové síly stojanu byla uvažována stejná hmotnost jako u stojanu původního. Podle dalších výpočtů, se ukáže, že tíhové síly jsou pouhým zlomkem celkových sil působících na stojan, proto hmotnost nemusí být určena přesně.

$m_s = 19,8$ [kg] ...hmotnost určena z modelu kuželky

$g = 9,81$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

$$F_{gs} = 19,8 \cdot 9,81 = 194,24 \text{ [N]}$$

Výpočet síly působící na kuželku od pracovní látky F_l dle (7.4.4):

$p_1 = 250$ [bar(g)] ...tlak uvnitř spodní komory ventilu

$p_2 = 1$ [bar(a)] ...tlak uvnitř horní komory ventilu

$d_s = 65$ [mm] ...průměr spodní plochy kuželky

$d_v = 24$ [mm] ...průměr vřetene kuželky

$$F_l = \left(25 \cdot \frac{\pi \cdot 65^2}{4} \right) - \left(1 \cdot \frac{\pi \cdot (65^2 - 24^2)}{4} \right) = 80091,76 \text{ [N]}$$

Výpočet třecí síly v ucpávkách F_t dle (7.4.5):

$n = 5$ [-] ...počet ucpávek

$v_u = 5$ [mm] ...výška ucpávky

$$S_2 = 2\pi \cdot \frac{24}{2} \cdot 5 \cdot 5 = 1884,96 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$p_{S1} = 25 \cdot 2,5 = 50 \text{ [MPa]}$$

$$p_{S2} = 0,6 \cdot 50 = 30 \text{ [MPa]}$$

$$F_r = 30 \times 1884,96 = 56548,8 \text{ [N]}$$

$$F_t = 56548,8 \cdot 0,1 = 5654,88 \text{ [N]}$$

Výpočet síly pohonu F_p dle (7.4.1.1):

$k_d = 1,1$...koeficient dotlačení

$$F_p = (80091,76 + 5654,88 - 28,45) \cdot 1,1 = 94290 \text{ [N]} \text{ ...směr - y}$$

Výpočet síly od pohonu F_a dle (7.4.1.2):

$F_a = 94290 \text{ [N]}$...směr + y, stojan bude od této síly namáhán na tah.

Výpočet síly od víka F_s dle (7.4.3):

$d_s = 105 \text{ [mm]}$...vnější průměr sedla ventilu

$$S_{ms} = \frac{\pi \cdot (105^2 - 65^2)}{4} = 5340,7 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$F_s = 25 \cdot 5340,7 = 133517,69 \text{ [N]}$$

Výpočet ohybového momentu M_p dle (7.5):

Pro výpočet momentu je nutné znát polohu střediska hmotnosti pohonu. Tuto hodnotu výrobce udává na požádání. Výrobce se nepodařilo z časových důvodů kontaktovat a proto byla poloha střediska hmotnosti stanovena přibližně z rozměrového listu daného pohonu.

$l_m = 510 \text{ [mm]}$...viz rozměrový list pohonu SARN16.1 od Auma Servopohony s. r. o.[2]

$$M_p = 0,51 \cdot 441,45 = 225,14 \text{ [Nm]}$$

Výpočet síly F_{pp} od předepjatého šroubového spoje stojan – pohon dle (7.3.1):

Nejprve je potřeba určit předepínací sílu šroubů. Pro tento účel byl použit výpočtový program společnosti G-Team a. s., podle kterého byla stanovena předepínací síla na šroub a tuhostní konstanta spoje.

$F_i = 37,5 \text{ [kN]}$...předepínací síla 1 šroubu spoje stojan – pohon

$C = 0,083539 \text{ [-]}$...tuhostní konstanta spoje

$F_z = 94290 \div 4 = 23572,5$ [N] ...provozní síla 1 šroubu spoje stojan – pohon určená jako jedna čtvrtina síly F_a zatěžující tento spoj (spoj zajišťují 4 šrouby)

$$F_{pp} = 37500 - (1 - 0,083539) \cdot 23572,5 = 15896,72 \text{ [N]}$$

Výpočet síly F_{ps} od předepjatého šroubového spoje stojan – těleso dle (7.3.1):

Předepínací síla a tuhostní konstanta byly rovněž stanoveny výpočtovým programem společnosti G-Team a. s..

$F_i = 84,75$ [kN] ...předepínací síla 1 šroubu spoje stojan – pohon

$C = 0,115654$ [-]...tuhostní konstanta spoje

$F_z = (94290 + 133517,69) \div 4 = 56951,92$ [N] ...provozní síla 1 šroubu spoje stojan – pohon určená jako jedna čtvrtina síly zatěžující tento spoj (spoj je odtahován silou od víka F_s a silou od pohonu F_a)

$$F_{ps} = 84750 - (1 - 0,115654) \cdot 56951,92 = 34384,8 \text{ [N]}$$

Na stojan tedy působí následující zatěžovací účinky:

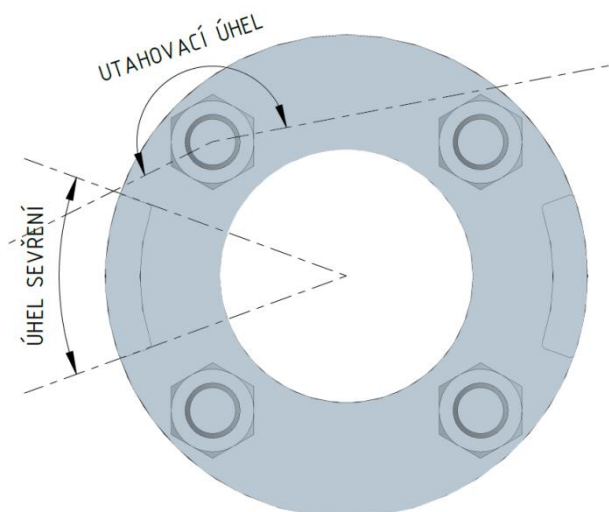
maximální zatěžovací účinky stojanu			
zatěžovací účinek	značka	jednotka	hodnota
síla od předpětí spoje stojan - pohon	F_{pp}	[N]	15896,72
síla od předpětí spoje stojan - těleso	F_{ps}	[N]	34384,8
tíhová síla pohonu	F_{gp}	[N]	441,45
tíhová síla stojanu	F_{gs}	[N]	194,24
síla od pohonu	F_a	[N]	94290
síla od víka	F_s	[N]	133517,7
ohybový moment od pohonu	M_p	[N·m ⁻¹]	225,14

Tab. 8 Výsledné zatěžovací účinky působící na stojan

8.5 Materiál

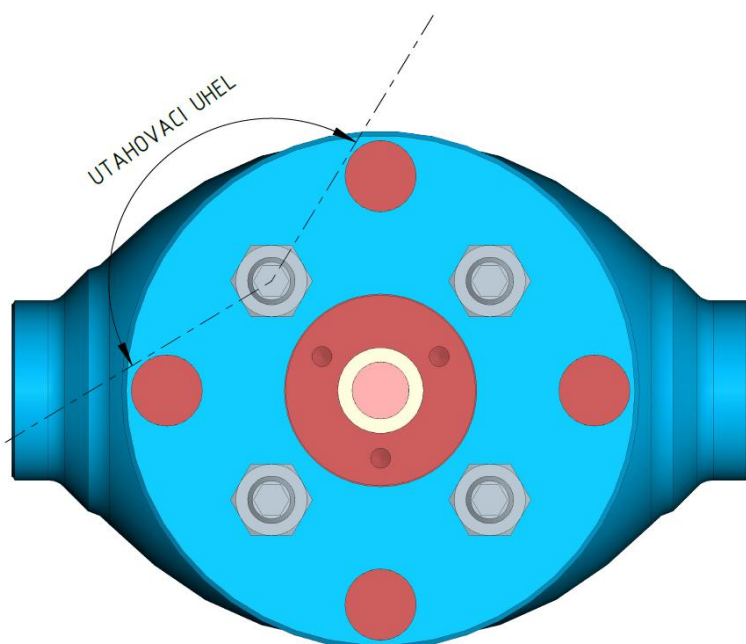
Materiál určený pro výrobu stojanu byl vybrán z normy ČSN EN 10213 ocelové odlitky na tlaková zařízení. Jedná se o uhlíkovou ocel 1.0619 s mezí pevnosti okolo 500 MPa a s mezí kluzu $R_{p0,2} = 240$ MPa. Navržený materiál je úplně nejzákladnější ocel na odlitky a je možné, že nebude pevnostně vyhovovat pro navržená zatížení. V tom případě se určí maximální možné zatížení stojanu z navrženého materiálu, případně materiál jiný pro ostatní vyšší zatížení. [6]

8.6 Tvar a dimenzování



Obr. 21 Důležité úhly pro návrh tvaru stojanu

je třeba natočit stojan tak, aby sloupky byly delší stranou ve svislé poloze. Na obrázku 21 je znázorněno rozložení sloupků a matic pro navrhovaný stojan. Znázorněné matice odpovídají velikostně maticím používaným pro připojení k ventilu DN100, jedná se tedy o největší matice jdoucí k právě tomuto stojanu. Pro srovnání je třeba ještě schéma stojanu původního, znázorněné na obr. 22.



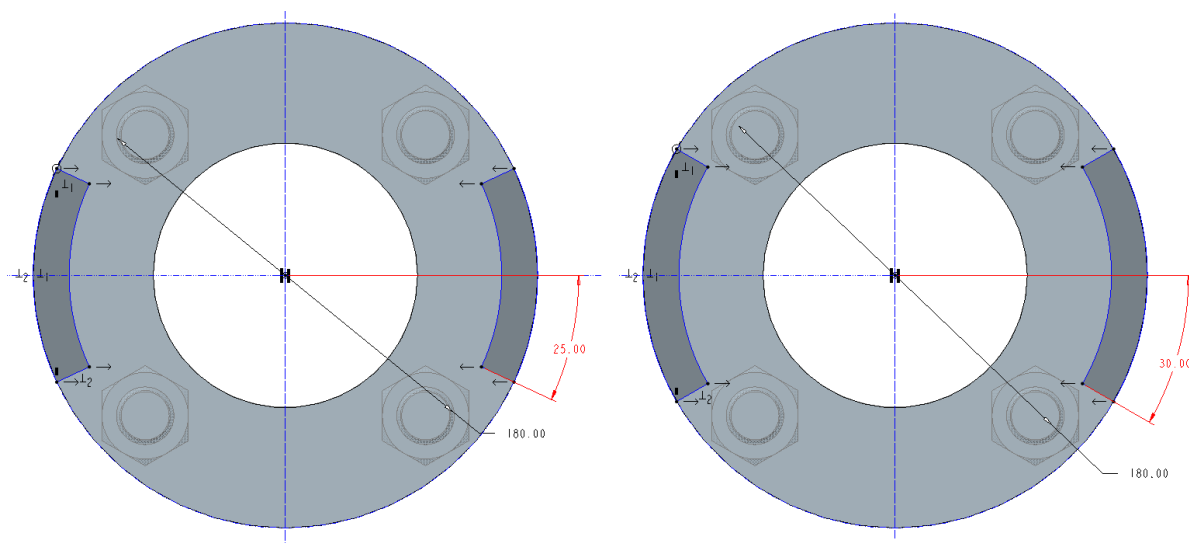
Obr. 22 Schéma rozložení sloupků staré konstrukce stojanu

budou mít sloupky soudečkový průřez. Výhody tohoto průřezu budou jednak zachování ohybových charakteristik obdélníkového průřezu a zároveň větší plocha než pro samotný obdélníkový průřez, což se hodí při tlakovém a tahovém namáhání. Schéma finálního průřezu

Na tvaru stojanu není na první pohled moc co změnit. Příruby zůstanou stejné, ale mezi nimi nastane změna. Místo 4 stojných sloupků budou pouze 2 stojící proti sobě. Průřez sloupků se z kruhového změni na obdélníkový. Toto řešení má hned 3 výhody. První výhodou je zvětšení pracovního prostoru mezi stojnými sloupky pro montování spojky vřetene kuželky s táhlem pohonu a také větší pracovní úhel pro utahování matic na stojanu (viz utahovací úhel na obrázku 21). Třetí výhodou je odolnost I – profilu proti ohybovému namáhání. V případě montování ventilu do vodorovné polohy

Z obrázků je vidět, že již zmíněný utahovací úhel se opravdu zvětší. Na začátku kapitoly bylo řečeno, že nové sloupky budou mít obdélníkový průřez. Nebude tomu tak úplně a to z důvodu použité technologie. Protože odlévání umožňuje maximální využití plochy příruby, je možné sloupky umístit na okraj příruby. Průřez sloupků by pak měl tvar výseče mezikruží jako na obrázku 8-6. Pak by ale nebyly zachovány ohybové vlastnosti obdélníkového průřezu. Proto

je znázorněné na obrázku 8-9. Kdyby v této fázi byly ještě uvažovány dvě varianty stojanu, svařenec a odlitek, opět by svařenec dostal záporná hodnocení. Pro svařenec by byly sloupky obdélníkového tvaru a to by znamenalo nutnost je posunout od kraje příruby kvůli sváření. Tím pádem by se buď musely zvětšit příruby, aby se zachoval stejný průřez jako u sloupek u odlitku, nebo by se musely zmenšit rozměry sloupek oproti odlitku, pak by ale mohla nastat potíž ohledně pevnosti. Na obrázku 21 je kromě utahovacího úhlu znázorněn ještě úhel sevření α . Úhel mezi sousedními maticemi na stojanu je 90° , takže úhel kruhové výseče omezující sevření sloupek musí být menší a to tak, aby bylo možné na matici pohodlně nasadit klíč. Pro určení tohoto úhlu bylo potřeba vidět varianty přicházející v úvahu, viz následující obázek.



Obr. 23 Ukázka různých variant průřezu sloupek nového stojanu

Z obrázku je vidět, že úhel sevření musí být menší než 60° kvůli dostupnosti matic. Varianta s 50° se zdá být přijatelná, nicméně na obrázku 21 je znázorněna varianta se 40° , která ponechává u matic dostatek prostoru pro klíč a proto bude použita. Zbývá tedy určit výšku přírub a průřezy sloupek tak, aby vydržely stanovené namáhání.

Výšky přírub byly zvoleny podle výšek přípojovacích přírub pohonů podle normy ČSN EN ISO 5210. Výška obou přírub stojanu byla stanovena podle výšky příruby pro připojení pohonu přes přírubu F16. Minimální výška pro tuto přírubu je 30 mm, výška přírub stojanu byla stanovena na 35 mm.

Průřezy sloupek musejí splnit podmínku, že výsledné napětí od zatěžovacích účinků nesmí překročit dovolené napětí materiálu stojanu. Zatěžovací účinky vyvodí na sloupcích stojanu napětí ohybové a tahové (ohyb od momentu, tah od síly od pohonu). Dovolené napětí σ_{dov} se spočte z meze kluzu materiálu a koeficientu bezpečnosti vůči mezi kluzu. Ohybové a tahové napětí se sečte, protože tato napětí působí obě kolmo k průřezu sloupek. Z obou napětí pak vyplyne podmínka na rozměry průřezu sloupek. Průřez sloupek pro výpočet byl brán jako obdélník o stranách a a b vyznačených na obrázku 17 kvůli zjednodušení výpočtu. Výchozí

parametry pro průřez sloupku jsou úhel sevření a průměr příruby. Tyto hodnoty přesně určují rozměr a . viz obrázek 24. Rozměr b tedy bude stanoven výpočtem.

$a = d_p \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)$...dále platí, že:

$\sigma_{dov} \geq \frac{F_a}{S_s} + \frac{M_p}{W_{os}}$...kde S_s je obsah obdélníka určeného stranami a a b , W_{os} je ohybová charakteristika obdélníkového průřezu sloupku.

$$S_s = a \cdot b$$

$$W_{os} = \frac{1}{6}ba^2 \dots \text{v případě, že ohybový moment působí kolmo ke straně } b. [16 \text{ str. } 139-144]$$

Rovnice pro dovolené napětí pak nabývá tvaru:

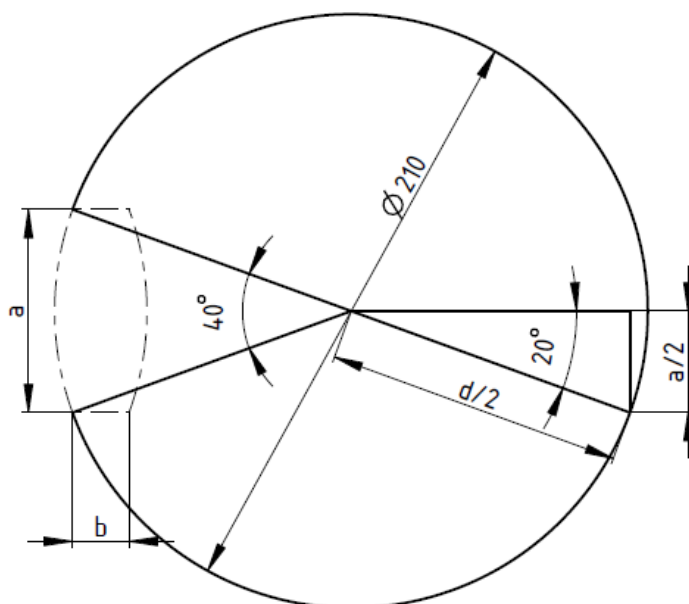
$$\sigma_{dov} \geq \frac{F_a}{a \cdot b} + \frac{M_p}{\frac{1}{6}ba^2} \dots \text{odtud se vyjádří strana } b \text{ jako:}$$

$b \geq \frac{a \cdot F_a + 6M_p}{\sigma_{dov} \cdot a^2}$... zbývá určit dovolené napětí materiálu, stranu a a pak dosadit do připraveného vzorce.

$$\sigma_{dov} = \frac{R_{p0,2}}{k_{Rp}} = \frac{240}{1,5} = 160 \text{ [MPa]}$$

$$a = 210 \cdot \sin\left(\frac{40}{2}\right) = 71,82 \text{ [mm]}$$

$b \geq \frac{71,82 \cdot 47145 + 6 \cdot 112570}{160 \cdot 71,82^2} \geq 4,92 \text{ [mm]}$...dosazené účinky F_a a M_p byly zmenšeny na polovinu oproti skutečným hodnotám a to z důvodu, že sloupky co přenášejí tato zatížení jsou dva. Rozměr b by tedy měl být větší než zhruba 5 mm, protože to ale konstrukce stojanu umožňuje, byl stanoven na 10 mm.



Obr. 24 Schéma pro výpočet plochy průřezu navrženého sloupku

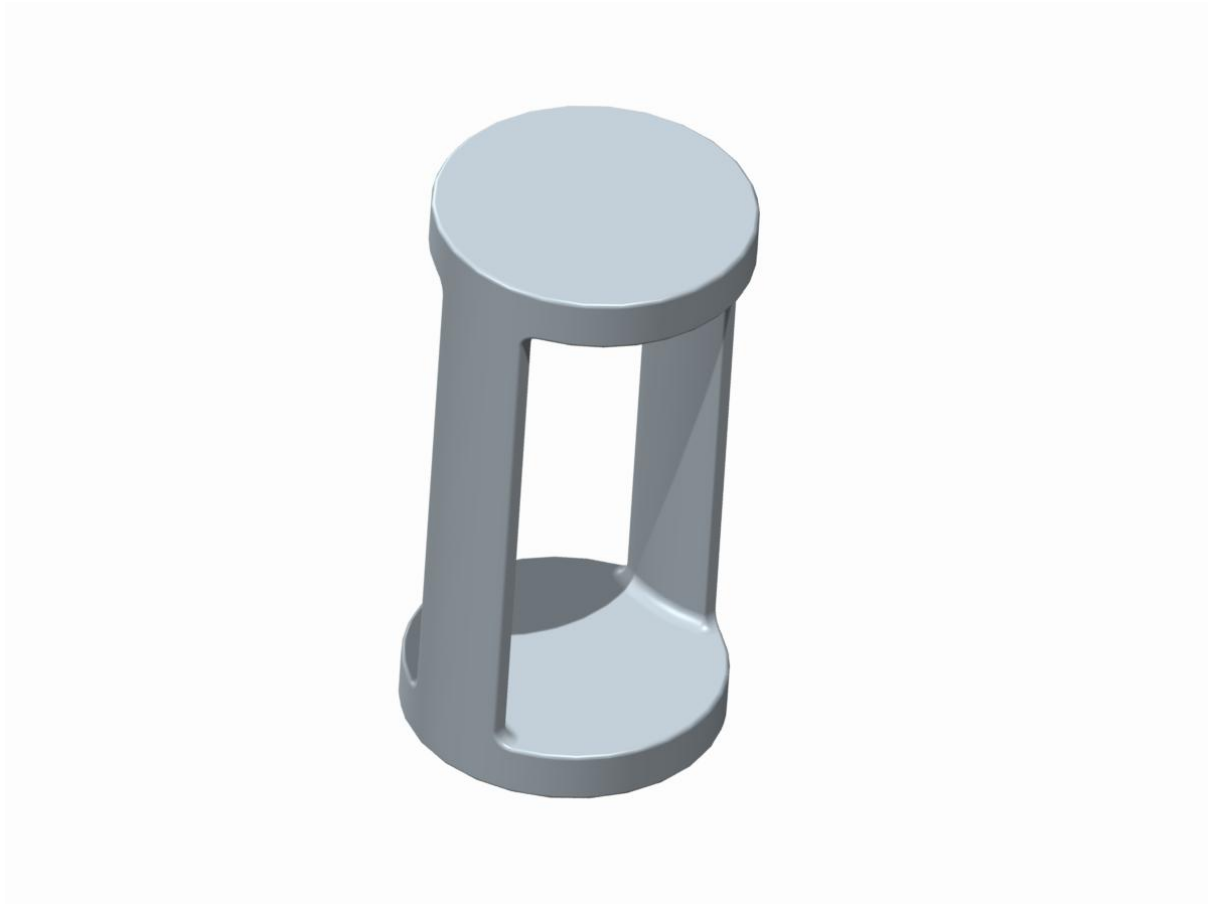
Výsledné navržené rozměry stojanu:

rozměry navrženého stojanu			
rozměr	značka	jednotka	hodnota
průměr přírub	d_p	[mm]	210
výška přírub	v_p	[mm]	35
výška mezi přírubami	v_{mp}	[mm]	330
celková výška stojanu	v_s	[mm]	400
výška průřezusloupku	a	[mm]	71,82
šířka průřezu sloupku	b	[mm]	10

Tab. 9 Rozměry navrženého stojanu

8.7 Model polotovaru stojanu

Polotovar stojanu před obrobením pro konkrétní ventil podle navržených rozměrů.



Obr. 25 Model polotovaru stojanu podle navržených rozměrů

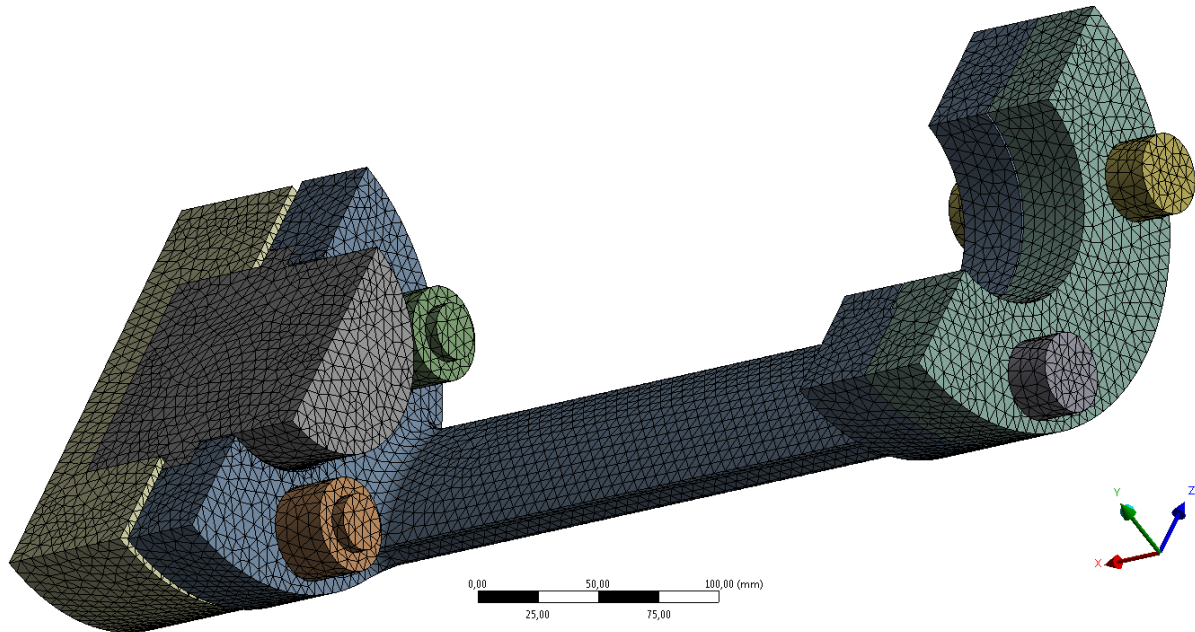
8.8 MKP analýza

Pro pevnostní analýzu byl připraven model stojanu odpovídající připojovacím rozměrům ventilu DN100 a pohonu s připojovací přírubou F16. Na stojan byly aplikovány zatěžovací účinky spočtené v kapitole 8.4, kromě tíhových sil pohonu a stojanu, protože tyto účinky jsou zanedbatelné oproti ostatním. Pro výpočty byl použit software ANSYS workbench 14.5. Dovolené napětí materiálu stojanu bylo stanoveno na hodnotu $\sigma_{dov} = 160$ [MPa]. Ve všech výpočtech je zobrazováno redukované napětí podle metody HMH v MPa.

8.8.1 Okrajové podmínky

Před samotným výpočtem bylo třeba stanovit okrajové podmínky. Ty se ukázaly být velmi složité. Stojan sám o sobě není pevně fixován za žádnou plochu, ale dosedá na opěrnou plochu víka, za kterou je stojan také vystředěn. Víko tlačí stojan směrem vzhůru silou F_s . Polohu stojanu zajišťují šrouby na spodní přírubě, které zachytávají působení síly F_s a také síly od pohonu F_a , která se projeví právě na spodní přírubě stojanu. Z těchto důvodů byla pro výpočet namodelována sestava odpovídající uchycení stojanu. Součástí sestavy je také připojovací příruba pohonu, která dosedá na horní přírubu stojanu a značně ji tak vyztužuje proti případným deformacím. Na následujícím obrázku je ukázka výpočtové sestavy se sítí

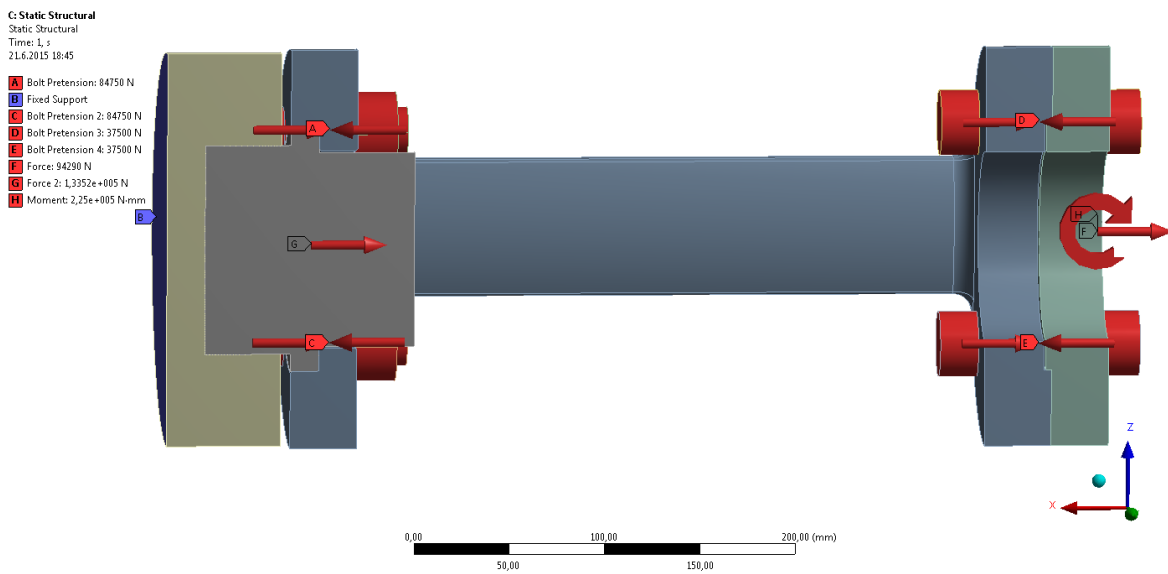
přípravenou pro výpočet. Pro zkrácení doby výpočtu byla použita symetrie. Při její tvorbě musela být respektována podmínka působení momentu, rovina symetrie je totožná se směrem jeho působení. Kdyby byla použita symetrie podle druhé roviny symetrie stojanu, moment by se při výpočtu vyrušil.



Obr. 26 Ukázka výpočtové sestavy a její nasíťování

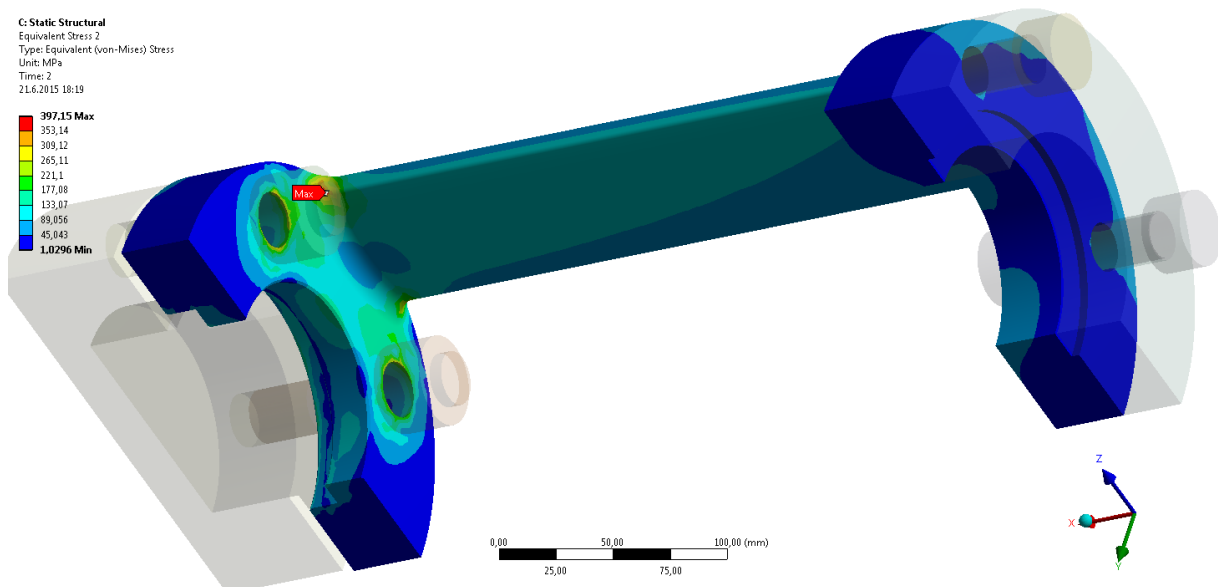
8.8.2 První výpočet

Díky použití symetrie byly vypočtené zatěžovací účinky zmenšeny na polovinu. Výsledné zatížení stojanu je znázorněné na obrázku 21. Ve výpočtu nebyly použity síly od předepnutí jednotlivých šroubových spojů, protože program Ansys umožňuje použít prvek Pretension, který vyvodí na šroubu zadané předpětí. Na následujícím obrázku jsou znázorněny aplikované zatěžovací účinky včetně uchycení sestavy.



Obr. 27 Uchytení a zatížení sestavy

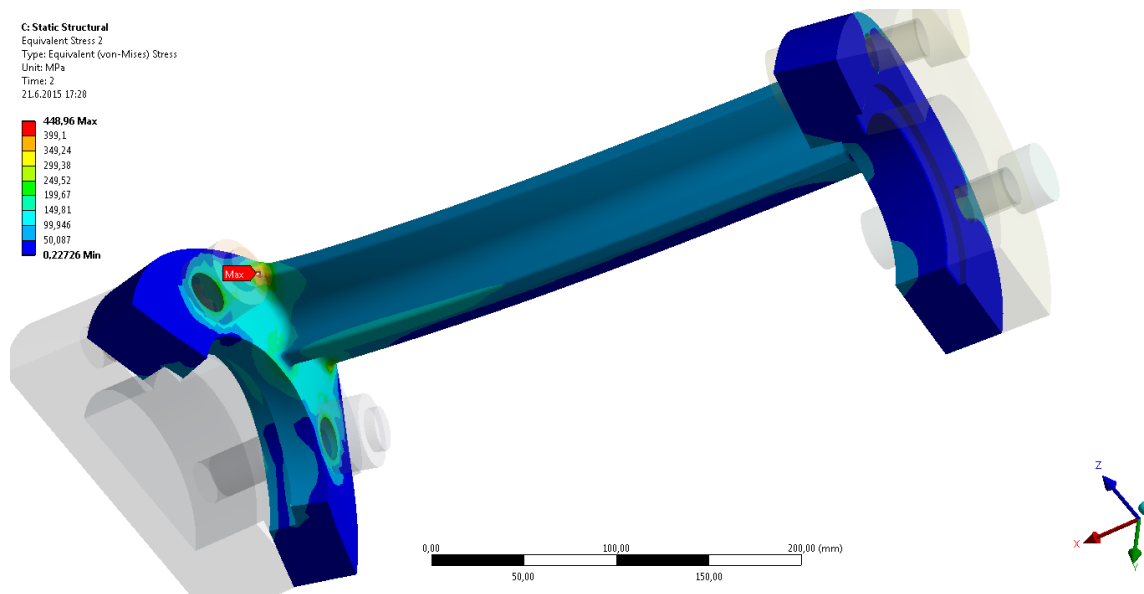
Výsledné napětí odhalilo nedostatky navržené konstrukce a to koncentraci napětí na přechodu spodní příruby stojanu a sloupků. Toto místo spolu s plochami pod maticemi na spodní přírubě se ukázaly jako kritická. Výsledné napětí 304,5 Mpa nesplnilo podmínku dovoleného napětí a proto bylo potřeba optimalizovat konstrukci stojanu.



Obr. 28 První výpočet s nepříznivými výsledky, redukované napětí na stojanu

8.8.3 Optimalizace konstrukce

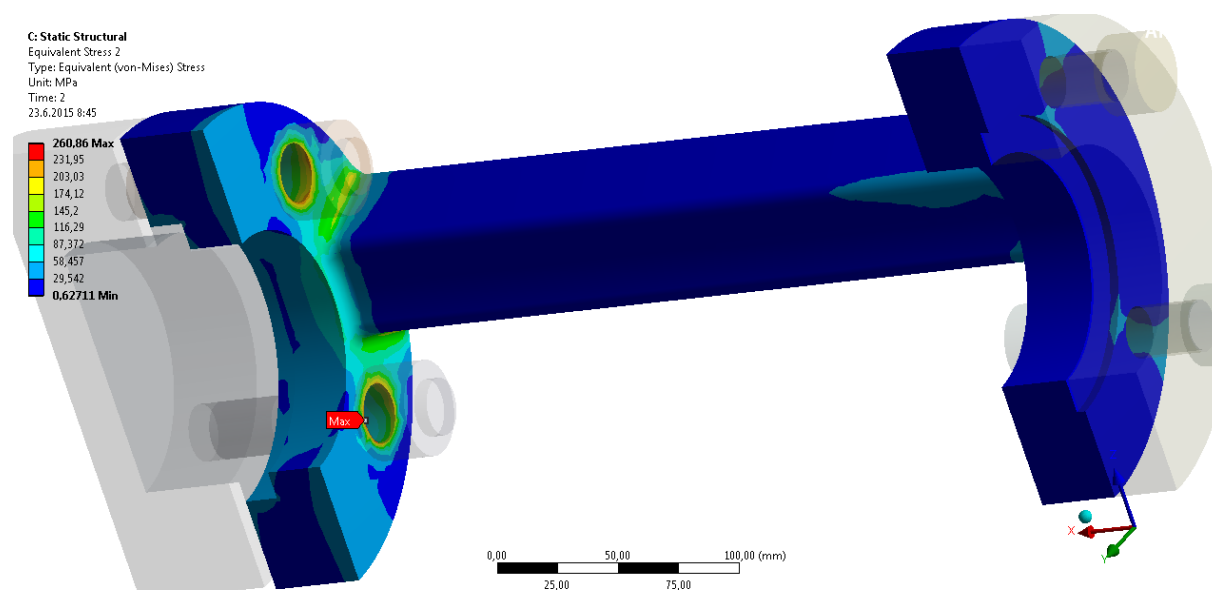
Pro optimalizaci byl změněn průřez sloupku ze soudečkového na T profil, tato úprava však nepřinesla zlepšení, viz následující obrázek.



Obr. 29 Optimalizace profilu sloupku na tvar T a výsledné redukované napětí

Na obrázku je vidět zvýšené napětí na přechodu sloupku a spodní příruby. Také je zde částečně vidět deformace sloupku. Ten má tendenci se od tahové síly prohýbat směrem dovnitř. V případě soudečkového průřezu se sloupky ohnuly více ke středové ose stojanu a tím pohltily část osově síly. V případě T profilu se sloupky deformovaly méně a nezmenšily tak výslednou sílu na přechodu sloupku a spodní příruby. Zobrazení deformace na obrázku neodpovídá skutečnosti, pouze bylo 5x zvětšeno pro ilustraci deformace sloupku.

Po neúspěchu s první optimalizací profilu sloupku byl plně využit prostorový potenciál na přírubách pro zvětšení tuhosti konstrukce. Výsledný profil sloupku dostal tvar výseče mezikruží a značně zmenšil výsledné napětí na stojanu, viz následující obrázek.



Obr. 30 Optimalizace profilu sloupku s maximálním využitím prostorového potenciálu a výsledné redukované napětí

Napětí na stojanu se zmenšilo na výsledných 260,86 Mpa, což bylo stále o dost více než dovolené napětí 160 Mpa. Nicméně tento profil sloupku se ukázal být nejlepší variantou a byl použit i pro následující výpočty.

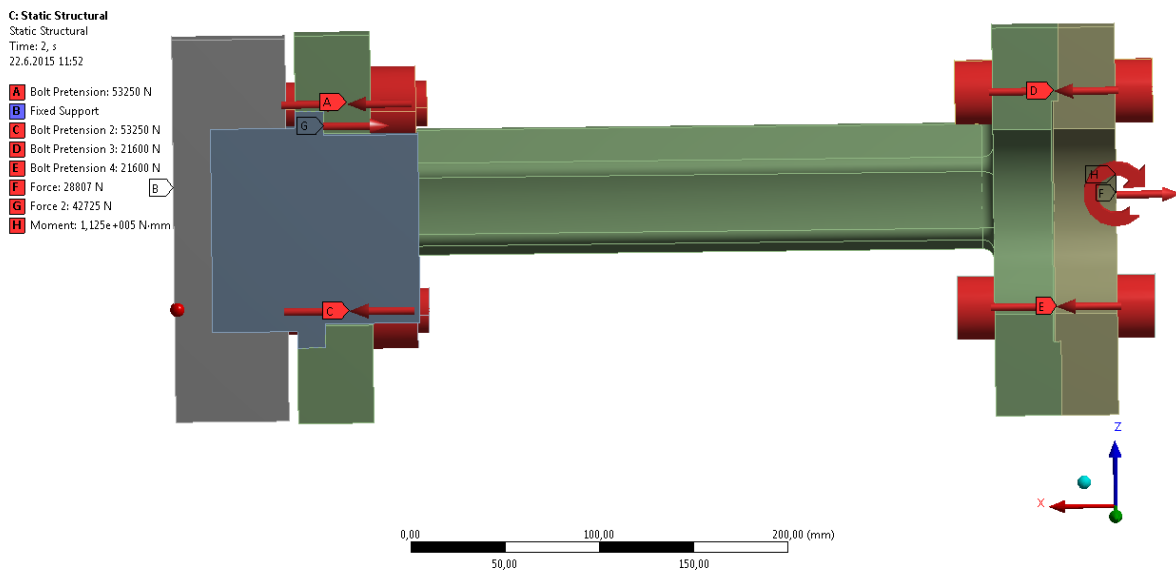
8.8.4 Omezení provozních podmínek

Aby bylo možné stojan prohlásit za správně navržený a pevnostně spolehlivý, bylo možné změnit dva parametry. První z nich bylo dovolené napětí materiálu. To by se dalo změnit výběrem kvalitnějšího materiálu s vyšší mezí kluzu, pak by ale stojan nerespektoval ekonomické požadavky, kterými jsou vždy co nejmenší náklady na výrobu. Druhým parametrem, který bylo možné změnit, byly zatěžovací účinky na stojan, přesněji PN ventilu, na který bude stojan namontován. Bylo tedy třeba přepočítat zatěžovací účinky na stojan pro nižší PN. Výsledné zatěžovací účinky byly přepočítány dle vzorců v předchozích kapitolách a jsou uvedeny v následující tabulce.

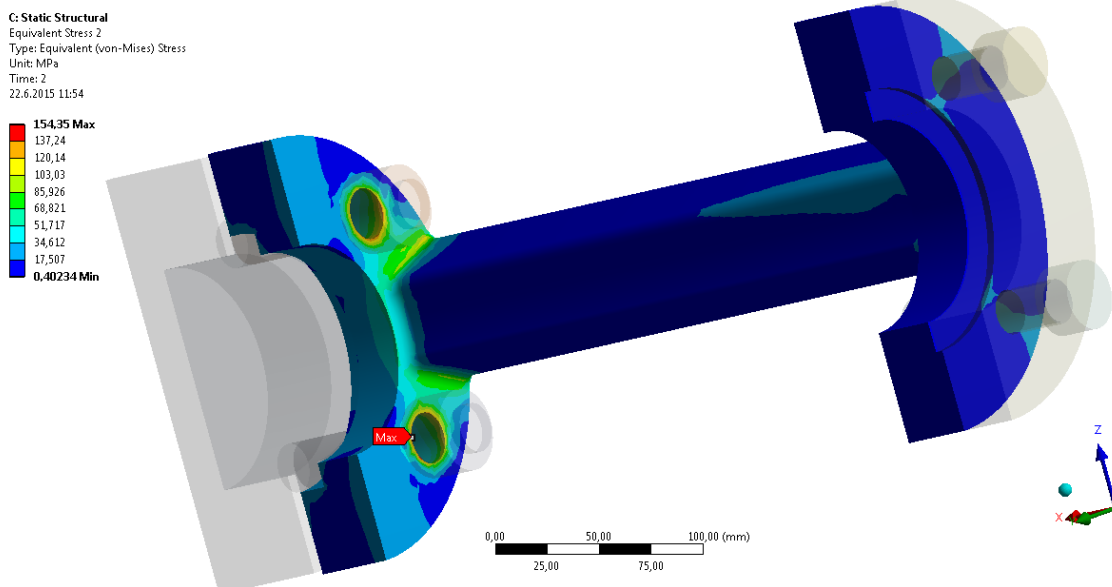
zatěžovací účinky stojanu pro různá PN					
zatěžovací účinek	značka	jednotka	hodnota		
			PN250	PN160	PN100
předepínací síla spoje stojan - pohon	F_i	[N]	37500	21600	33375
předepínací síla spoje stojan - těleso	F_i	[N]	84750	53250	20000
síla od pohonu	F_a	[N]	94290	57615	36010
síla od víka	F_s	[N]	133517	85451	53407
ohybový moment od pohonu	M_p	$[N \cdot m^{-1}]$	225	225	167

Tab. 10 Zatěžovací účinky na stojan od různých PN ventilu DN100

Pro další výpočty byly použity zatěžovací účinky pro PN160, viz následující obrázek a výsledky vypadaly následovně. Hodnoty zatěžovacích účinků byly opět sníženy na polovinu kvůli použité symetrii.

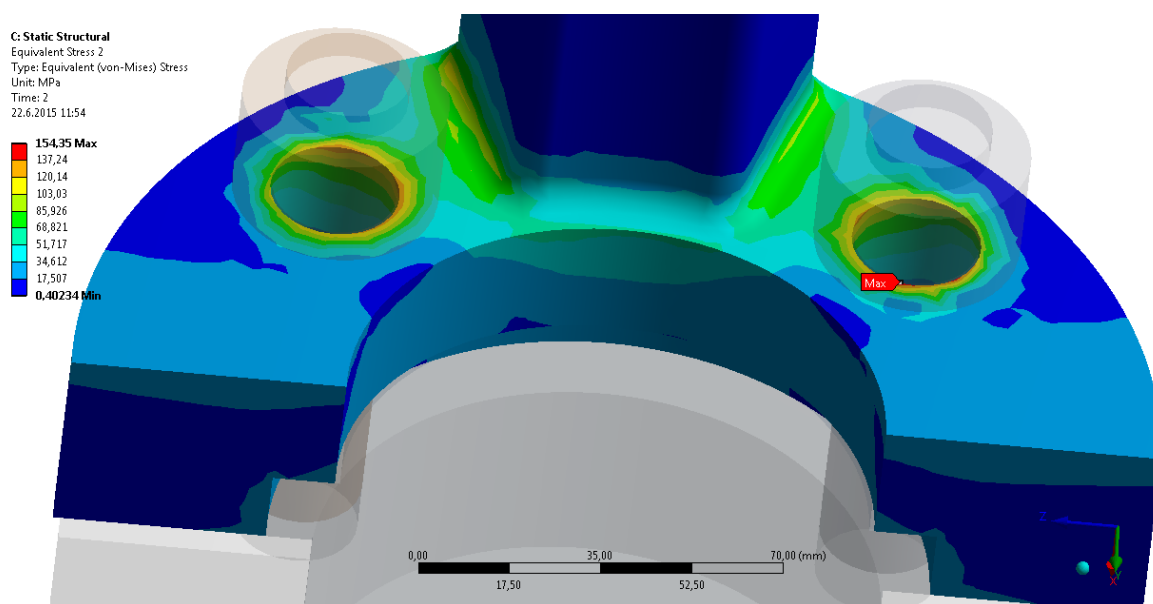


Obr. 31 Zatížení stojanu od ventilu DN100 PN160



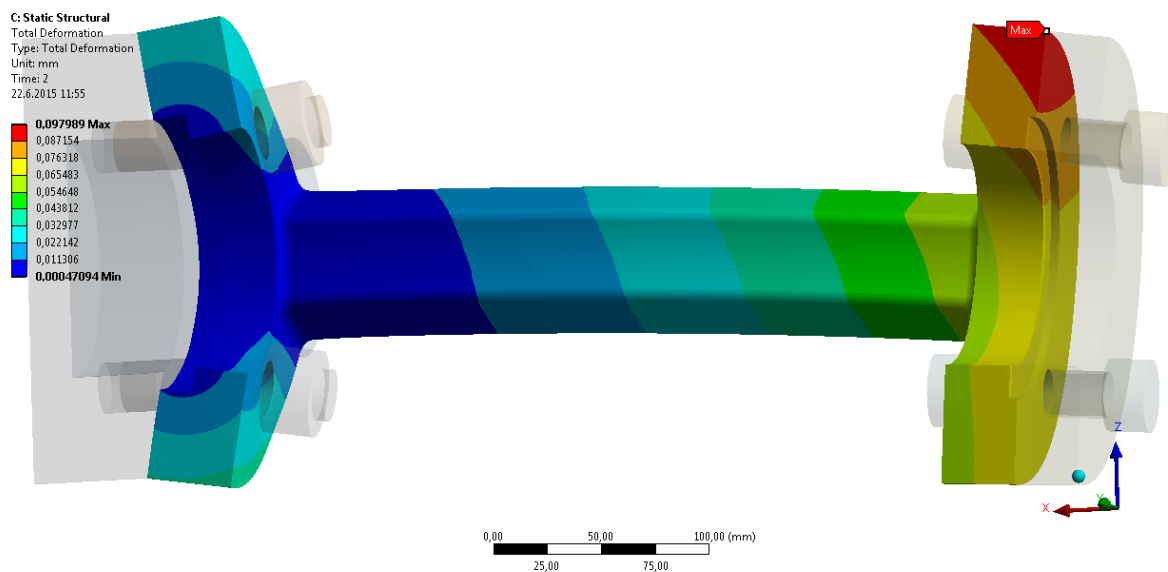
Obr. 32 Redukované napětí na stojanu při sníženém zatížení

Výsledné napětí se dostalo na hodnotu 154,35 MPa a kleslo tak pod hodnotu dovoleného napětí. Rovněž špička napětí se přesunula od paty sloupku pod matice šroubů, viz obrázek 27. Dá se předpokládat, že toto napětí bude ve skutečnosti menší, protože reálně na stojanu nebude takhle ostrá hrana, na které špička napětí vznikla.



Obr. 33 Ukázka kritického místa na stojanu s nejvyšším redukovaným napětím

Na následujícím obrázku je znázorněna deformace stojanu, která je rovněž důležitá pro správnou funkci stojanu. Pokud by byla deformace stojanu moc velká, mohla by se zadít kuželka a ventil by přestal fungovat.



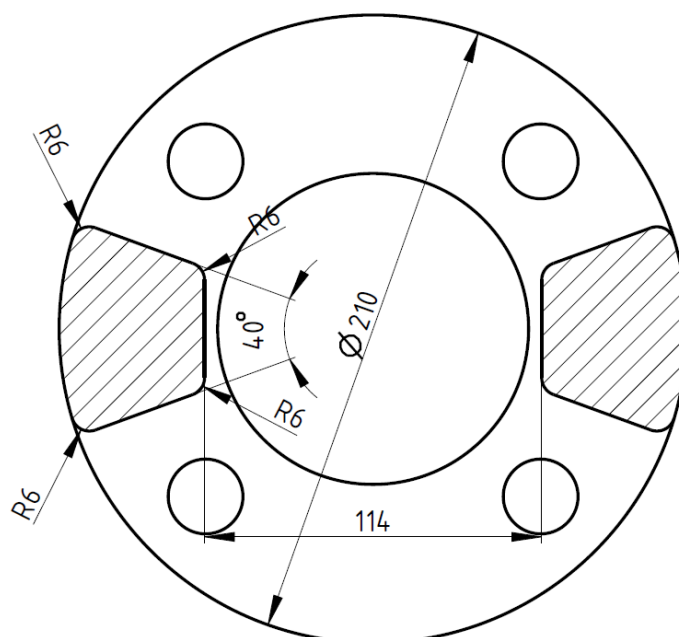
Obr. 34 Celková deformace stojanu

Pro správnou funkci ventilu je zásadní příčná deformace stojanu, tedy deformace ve směru osy Z. Její hodnota je 0,09071 mm. Tato hodnota není kritická pro správné fungování ventilu.

8.9 Shrnutí návrhu

Z pevnostních výpočtů vyšlo najevo, že zatížení při připojení stojanu k ventilu DN100 PN250 je příliš velké. Také se ukázalo, že navržený profil sloupku stojanu nebyl nejvhodnější

variantou z hlediska pevnosti. Kvůli těmto dvěma důvodům bylo potřeba návrh stojanu upravit. Rozměry a průřez sloupku, pro který vyšlo redukované napětí na stojanu 154,35 MPa jsou znázorněny na následujícím obrázku.



Obr. 35 Ukázka rozměrů výsledného profilu sloupku

Dovolené použití stojanu bylo třeba omezit. Stojan jednoznačně není možné použít pro ventil DN100 PN250. Zatěžovací účinky ostatních DN nebyly spočteny, avšak platí, že s klesajícím DN klesají i zatěžovací účinky díky menším rozměrům ventilů. Není ale možné vyloučit, že ventil DN80 PN250 vyvine také příliš velké zatížení na stojan. Z tohoto důvodu bude ventil těchto parametrů také vyjmut z oblasti možného použití stojanu. Navržený ventil tedy bude pokrývat kompletní výrobní řadu ventilů DN15 – DN65, u ventilů DN80 a DN100 je ho možné použít pro PN nižší 160 včetně. Při použití stojanu pro vyšší PN u těchto velikostí je třeba zvolit materiál, který vydrží napětí 260,86 MPa. Na následujícím obrázku je zobrazen navržený stojan připojený k ventilu DN100.



Obr. 36 Sestava regulačního ventilu DN100 s navrženým stojanem a lineární jednotkou elektropohonu

V příloze bakalářské práce se nachází výkres polotovaru stojanu s technologickými přídávky a s přídávky na obrábění a výkres stojanu použitého pro pevnostní výpočty.

9 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout univerzální stojan pro variantní připojení automatických pohonů k přímému průmyslovému regulačnímu ventilu. Pro návrh bylo vycházeno z výrobní řady regulačních ventilů společnosti G-Team a.s. a z typů pohonů používaných právě pro tyto ventily. Navržený stojan pokrývá část výrobní řady regulačních ventilů společnosti G-Team a.s. a je vhodný pro připojení pohonů s připojovacími rozměry odpovídajícími normě ČSN EN ISO 5210. Kromě těchto je možno ke stojanu připojit i jiné pohony, například některé pohony odpovídající svojí konstrukcí normě ISO 6431. Z hlediska technologie výroby stojanu se jedná o odlitek, který je následně obráběný tak, aby ho bylo možné připojit ke konkrétnímu ventilu a stojanu. Před návrhem byly definovány zatěžovací účinky působící na stojan a podle těch byl stojan dimenzován. Tvar stojanu byl převzat z jeho předchozí verze a upraven do nové podoby. Při návrhu stavebních rozměrů byly zohledněny funkční požadavky na stojan. V závěru práce byla provedena pevnostní analýza navrženého stojanu, která odhalila některé jeho nedostatky. Podle těchto nedostatků byl změněný výsledný tvar stojanu a byla přesně vymezena oblast jeho použití.

10 Seznam použité literatury

- [1] Bezazbestové ucpávkové šňůry. *EBK ERET BERNARD, s.r.o.* [online]. [cit. 2015-06-24]. Dostupné z: <http://www.ebk.cz/tesneni/bezasbestove-ucpavkove-snury>
- [2] Dimensions Linear thrust unit. *AUMA* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: http://www1.auma.com/uploads/media/sp_import2/massblaetter/antriebe/linearantriebe/mb_sarn1_07_16_len1_en.pdf
- [3] G-TEAM A. S. *Technické podmínky: technické podmínky pro dodávku armatur určených pro jaderné elektrárny.* G-Team a. s., Šeříková 580, Dobřany, 2011.
- [4] LINEAR ELECTRIC ACTUATORS. *Auma-USA* [online]. [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.auma-usa.com/auma-new/linear.html>
- [5] Muzeum starých strojů: Historie parního stroje. *Muzeum starých strojů* [online]. [cit. 2014-10-24]. Dostupné z: <http://www.starestroje.cz/historie/historie.parniho.stroje.php>
- [6] *Ocelové odlitky pro tlaková zařízení.* Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [7] Pára a odvádění kondenzátu. *Pára a odvádění kondenzátu Spirax Sarco Tour 2012* [online]. [cit. 2015-01-12]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125esb1,125esbb/prednasky1213/125esb1,125esbb-10.pdf>
- [8] Pneumatic Actuators. *CFM* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: http://www.cfmsd.com/page_Masoneilan-Pneumatic-Actuators.cfm
- [9] Pneumatické pohony. *E-AUTOMATIZACE* [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: http://www.e-automatizace.cz/ebooks/ridici_systemy_akcni_cleny/Akc_pneu.html
- [10] Pneumatické válce dvojčinné. *Stránský a Petržík* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/pneu/pneumaticke-valce/dvojcinne-valce-menu/dvojcinne-valce-vdma-24562/dvojcinne-valce-vdma-24562-rozmary/>
- [11] *Průmyslové armatury - připojení víceotáčkových pohonů k armaturám.* Praha: Český normalizační institut, 1998.
- [12] *Průtočné charakteristiky regulačních ventilů* [online]. [cit. 2015-06-20]. Dostupné z: <http://home.tiscali.cz/cz447703/honeywell/graph/chaka-kv.pdf>
- [13] REGULAČNÍ ARMATURY. *REGULAČNÍ ARMATURY 4. upravené a doplněné vydání* [online]. [cit. 2015-01-12]. Dostupné z: http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125esb1,125esbb/soubory/ldm_sbornik2006.pdf
- [14] Regulační armatury - teoretická základna (II). *TZB-info* [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2198-regulacni-armatury-teoreticka-zakladna-ii>

- [15] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2002, 253 s. ISBN 80-7333-000-8.
- [16] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [17] Technical data AUMA linear thrust unit for modulating duty. *AUMA* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: http://www1.auma.com/uploads/media/sp_import2/technische_daten/antriebe/linneartriebe/td_len1_sarn1_en.pdf
- [18] Ucpávkové těsnící šňůry KONSTRUKČNÍ ÚDAJE. *Hennlich těsnění* [online]. [cit. 2015-06-24]. Dostupné z: http://tesneni.hennlich.cz/uploads/cz_Technicke_udaje.pdf
- [19] Valve History. *STONELEIGH engineering services* [online]. [cit. 2014-10-24]. Dostupné z: <http://www.stoneleigh-eng.com/valvehistory.html>

Z doporučené literatury:

- [20] ALFRED, Bolek a Kochman JOSEF. *Části strojů*. Praha: Česká matice technická, 1989.

11 Seznam volně vložených příloh

Název přílohy:

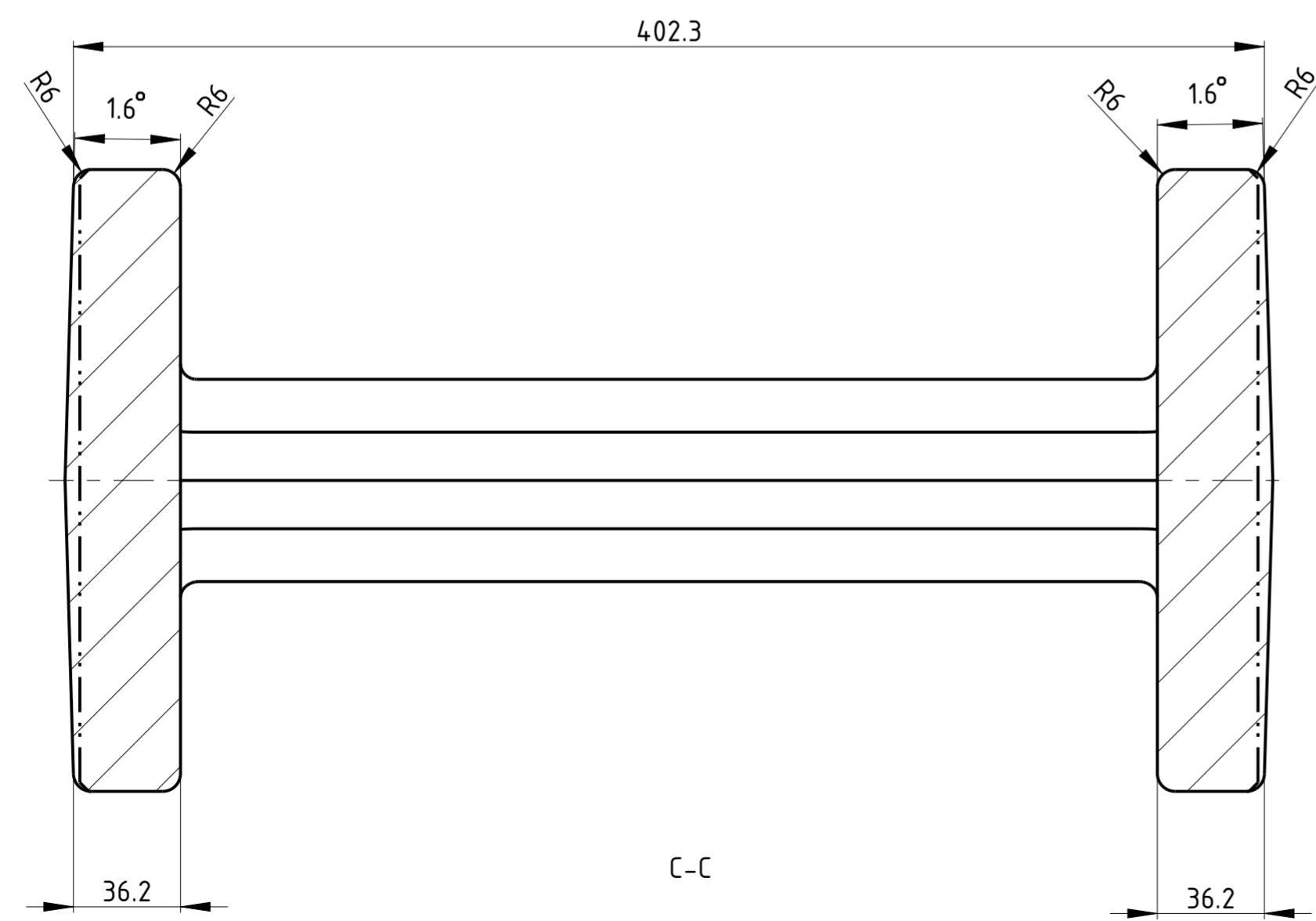
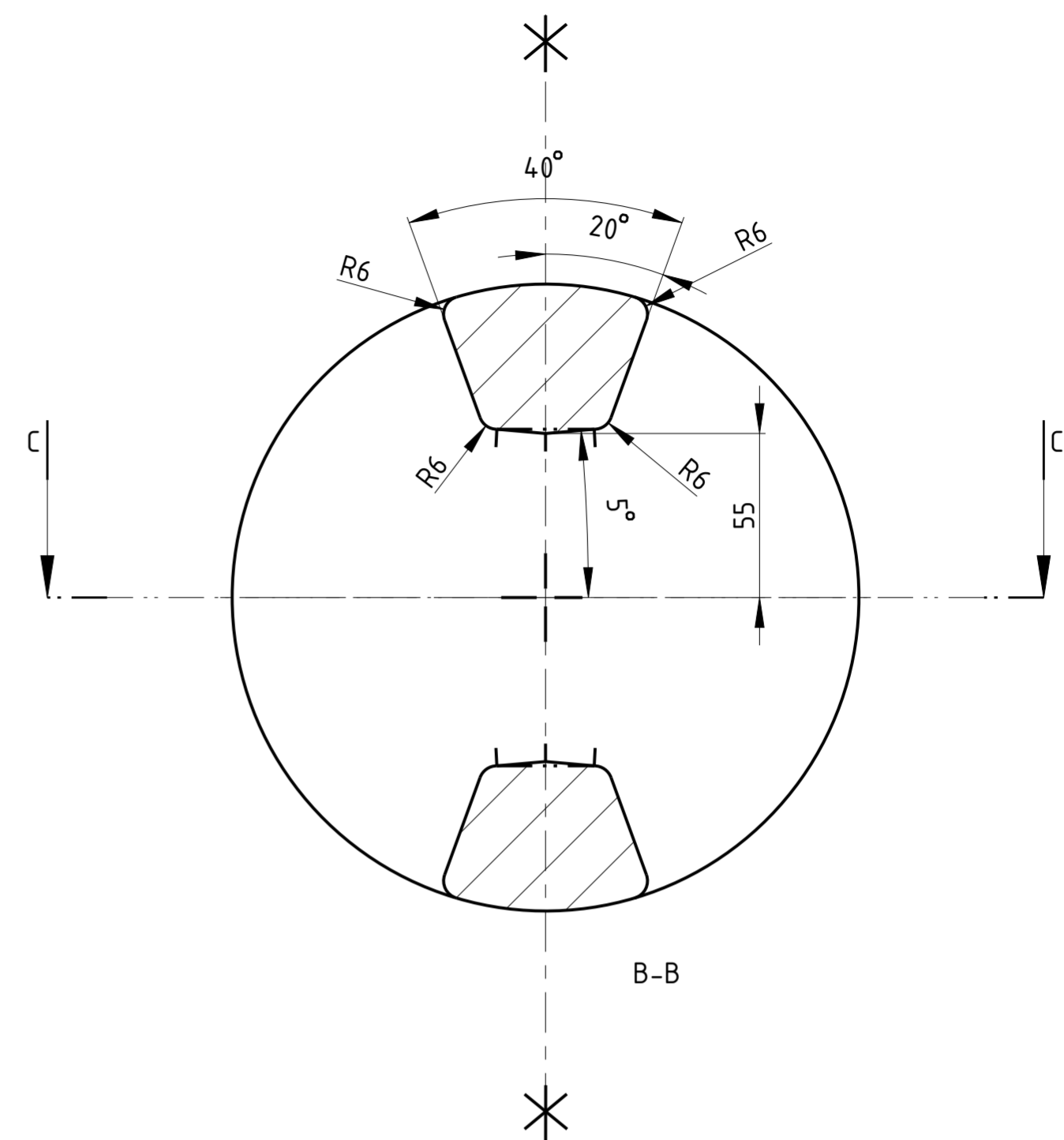
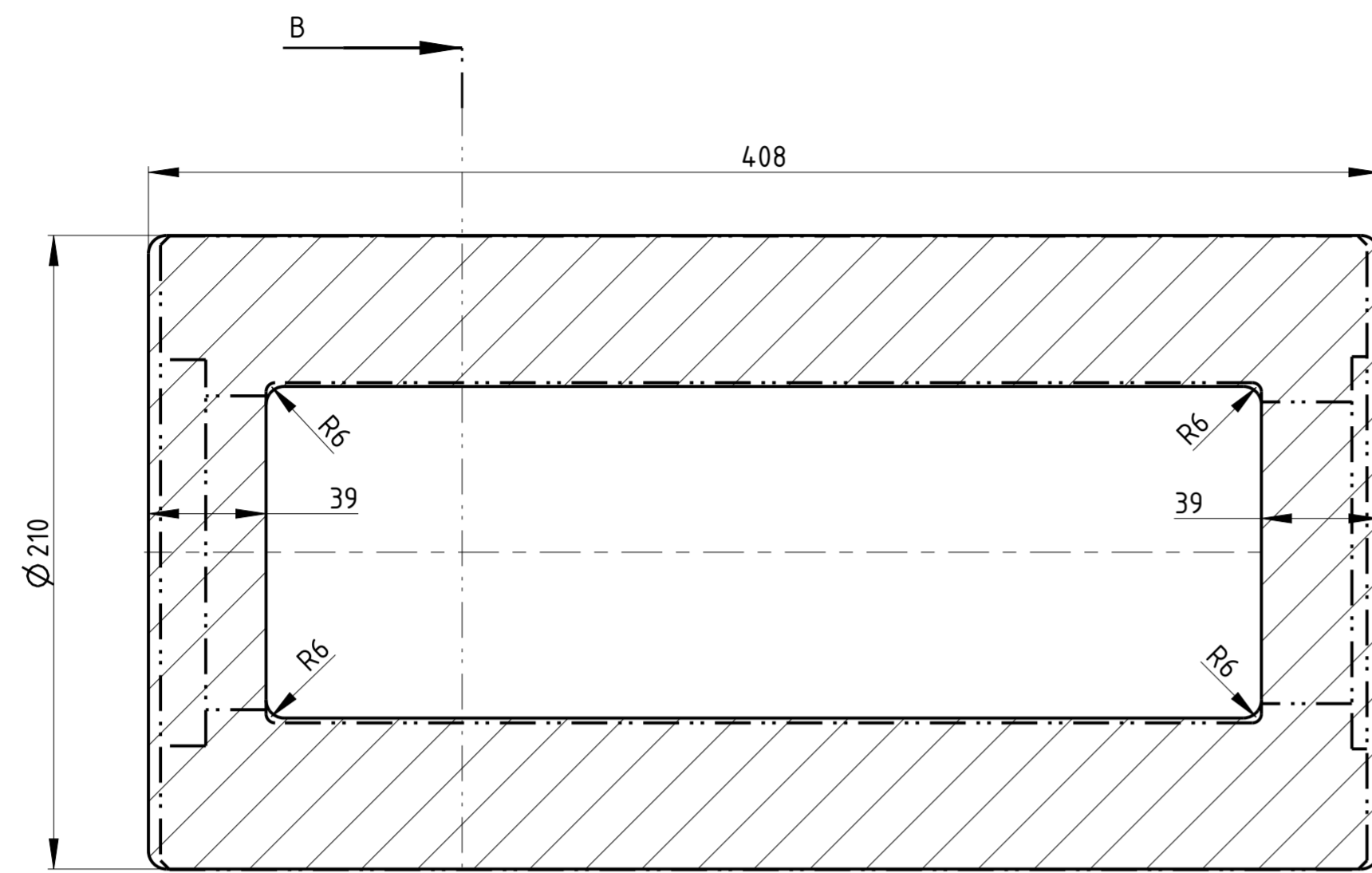
Číslo dokumentu:

Výkres odlitku stojanu

1

Výkres stojanu k regulačnímu ventilu DN100 PN160


2

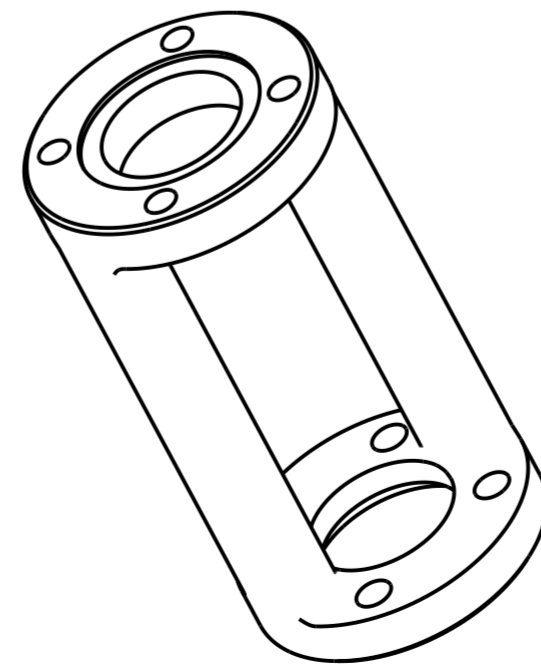
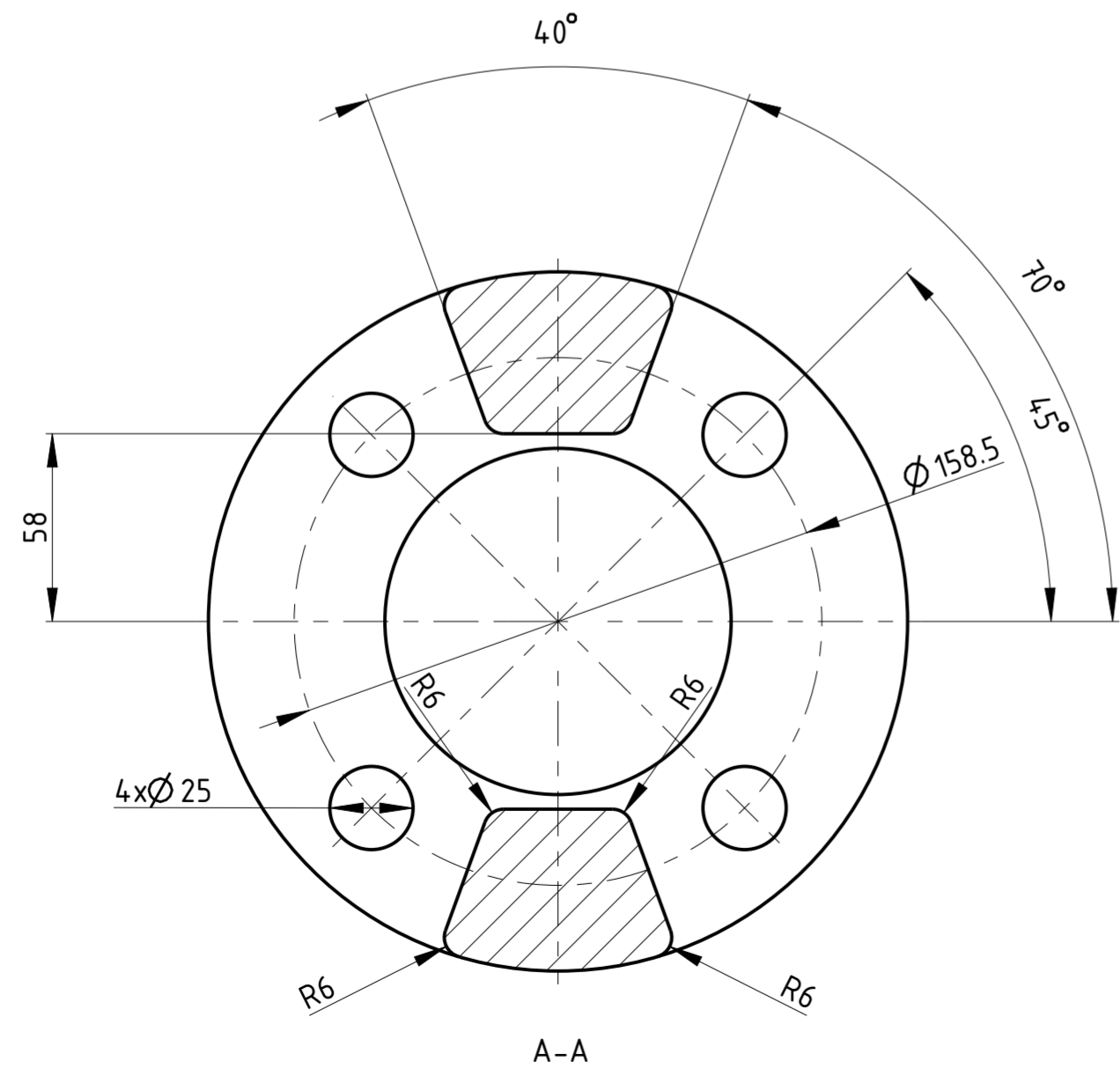
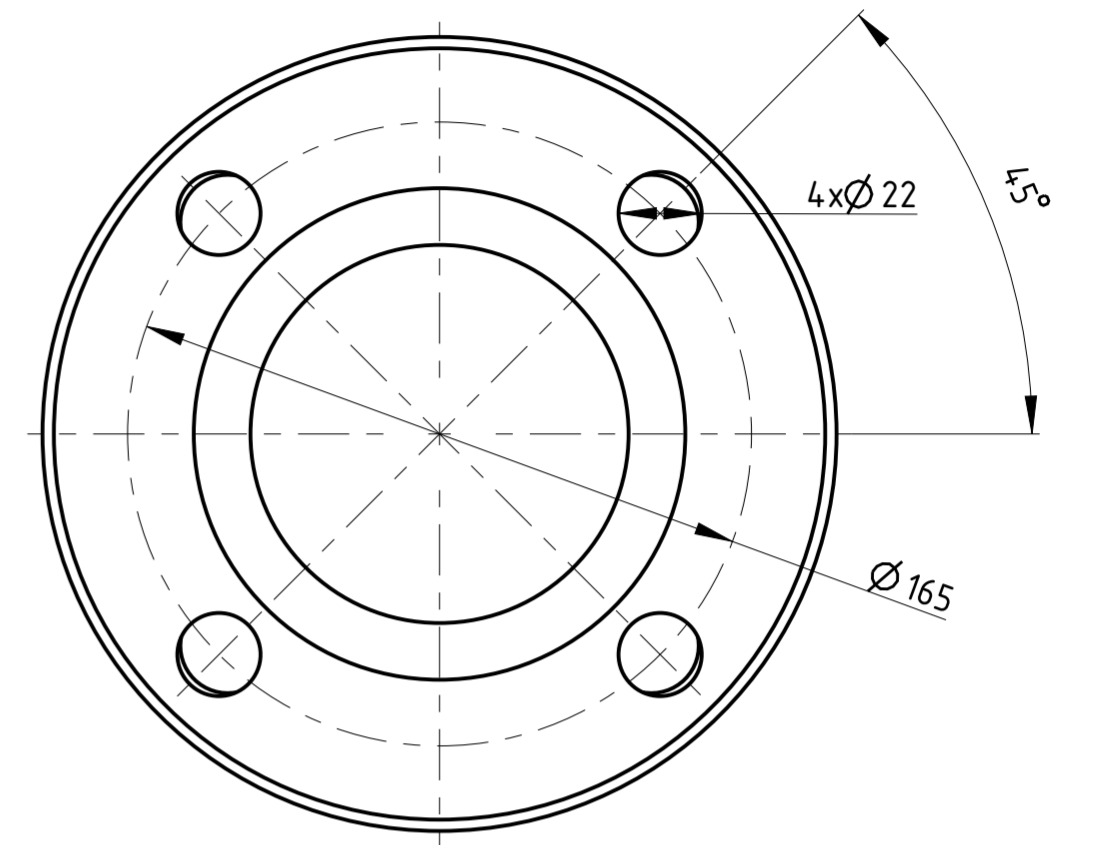
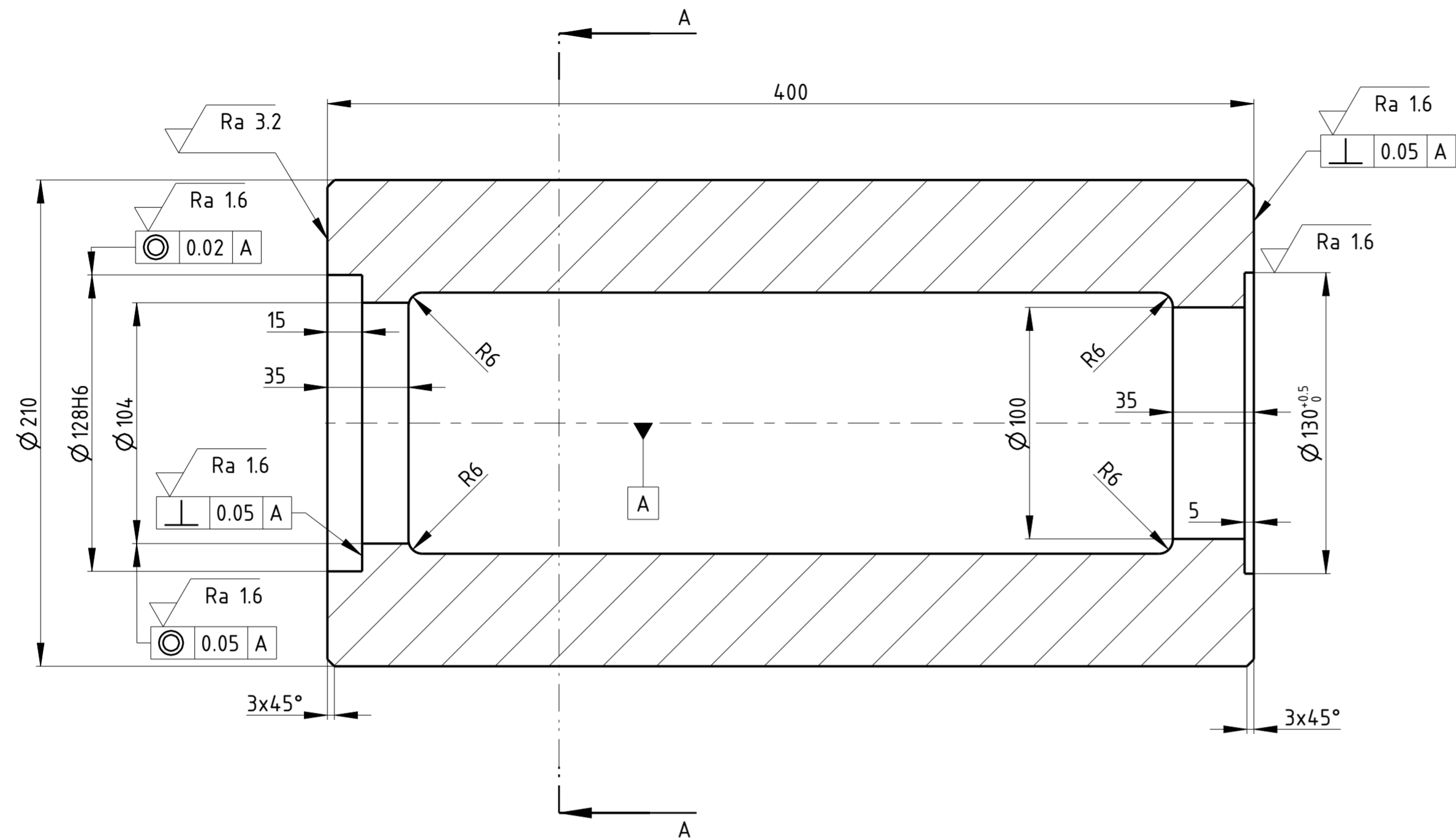


NEKOTOVANE UKOSY 1°

Textura povrchu $\sqrt{\text{Ra } 6.3}$ (✓)	Hrany ISO 13715 -0.4 +0.4	Meritko 1:2	Presnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 34.261	Tolerovani ISO 8015
			Promitani

Material - Polotovar 1.0619	Format A2
--------------------------------	--------------

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil DANIEL CAPEK	Nazev STOJAN DN100 PN160 (ODLITEK)
	Datum 25-Jun-15	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Cislo dokumentu 1
	Datum	
	Druh dokumentu VYROBNI VYKRES	



Textura povrchu √ Ra6.3 (✓)	Hrany ISO 13715 -0.4 +0.4	Meritko 1:2	Presnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 26.637	Tolerovani ISO 8015
Material - Polotovar 1.0619			Promitani
			Format A2
 KKS KATEDRA KONSTRUOVANI STROJŮ	Kreslil DANIEL CAPEK	Nazev Stojan DN100 PN160	
	Datum 24-Jun-15	Cislo dokumentu 2	
	Datum		
	Druh dokumentu VYROBNI VYKRES		