

Průmyslové armatury
Industriearmaturen
Industrial valves
Česko Třebová
Czechoslovakia

LDM Bratislava s.r.o.
1994 - 2019



J. J. J. J.
OVÁRNA NA ARMATURY
PARNÍK
u Čes. Třebové, ČSR.

SECHNY
TNOSTI

1936



Č. 4221.
Rohový dvojité stavěcí kohout z červené litiny.
Rozměry dle 54.499
37.586
Vnitřní odpory kohoutů:
Za dn. γ_{p1}^2 $\frac{1}{4}$ $\frac{1}{2}$ 1 $\frac{3}{4}$
4,254 4,112 4,204 4,014 3,978
Všechny zkušební na čestné vysoké škole technické v Brně.
Podpis: Prof. Ing. Vlad. Kivánek v. r.

Zobraz = 11 mm

bořebny	0'0015
	0'0005
	0'0100
	0'0193
	0'005
	0'025
	0'061
	0'117
	418
	143kg

ventil s korovou kuželkou.
AK-3001-1²-03

REGULAČNÉ ARMATÚRY

7. upravené a doplnené vydanie

Ing. Jiří Doubrava
Ing. Vlastimil Dytrt
Ing. Michal Klimeš
Ing. Vladimír Marek
Ing. Oldřich Novotný
Ing. Tomáš Suchánek

Všetky práva vyhradené. Toto dielo, ani žiadna jeho časť sa nesmú reprodukovat' v akejkoľvek forme, alebo akýmikoľvek prostriedkami bez predchádzajúceho písomného súhlasu firmy LDM.

Copyright © 2019

LDM, spol. s r. o.
Litomyšlská 1378
560 02 Česká Třebová
Česká republika

ÚVOD

Tradícia výroby regulačných armatúr v Českej Třebovej sa datuje od roku 1909, keď tu česko-třebovský rodák Josef Jindra založil svoju firmu na výrobu armatúr z mosadze. Počas rokov svojej existencie prešla firma mnohými premenami, prežila dve svetové vojny, znárodnenie, privatizáciu a bola (často aj celosvetovo) známa pod množstvom názvov od Josef Jindra, cez Jindra a Šrefl, Československé kovodělné závody, Česká armaturka, Armaturka Česká Třebová, Východočeská armaturka, Sigma Česká Třebová až po LDM. Samotné množstvo názvov, ktorých výpočet ešte nie je úplný, hovorí o priebehu doby, množstve majiteľov a organizačných zmenách, ktorými musela prejsť. LDM sa hrdo hlási k tejto bohatej tradícii ako jej pokračovateľ, naďalej ju úspešne rozvíja a tento zborník (v podstate už tiež tradičný) považujeme za malý príspevok k dobrým vzťahom firmy s užívateľmi jej výrobkov a všeobecne so všetkými, ktorí s nimi prídu nejakým spôsobom do styku.

Už siedme vydanie tohto zborníka prednášok vzniklo z potreby aktualizovať a upraviť túto učebnú pomôcku k firemným seminárom o problematike regulačných armatúr. Zborník vychádza v princípe zo šiestich predchádzajúcich úspešných vydaní z rokov 1998 až 2014 a je založený na všeobecných poznatkoch o mechanike tekutín, skúsenostiach pracovníkov firmy, poznatkoch z praktických meraní armatúr a skúsenostiach z ich prevádzky.

Čitateľom sa tak dostáva do rúk prakticky použiteľné dielo, ktoré v základných rysoch naznačuje problematiku navrhovania, konštrukcie a používania regulačných armatúr v oblastiach technologických procesov, vykurovania a centralizovaného zásobovania teplom, chladenia a energetiky.

Pevne veríme, že tak, ako predchádzajúcich šesť vydaní, aj toto svoj cieľ splní a prispeje k lepšiemu pochopeniu zložitosti problematiky a z toho vyplývajúceho zodpovednejšiemu prístupu k návrhu a prevádzkovaniu regulačných ventilov. Sme si vedomí toho, že toto dielo nemôže byť úplné, ani bez nedostatkov a preto budeme vďační všetkým za konštruktívne pripomienky, ktoré by ho mohli ďalej skvalitniť.

Česká Třebová, apríl 2019

kolektív autorov

Autori sa podieľali na vytvorení jednotlivých kapitol takto:

Ing. Jiří Doubrava	- kapitoly 2 (časť), 3 (časť), 5 a 7 (časť)
Ing. Vlastimil Dytrt	- kapitola 1
Ing. Michal Klimeš	- kapitoly 4 a 9
Ing. Vladimír Marek	- kapitoly 2, 6 a 7
Ing. Oldřich Novotný	- kapitoly 8 a 9 (časť)
Ing. Tomáš Suchánek	- kapitola 3

OBSAH

	strana
Úvod	2
Obsah	3
Použitá symbolika	7
1. História a súčasnosť firmy LDM	9
2. Regulačné armatúry	15
2.1. Základné pojmy	15
2.1.1. Menovitá svetlosť DN	15
2.1.2. Menovitý tlak PN	15
2.1.3. Maximálna pracovná teplota	15
2.1.4. Prietokový súčiniteľ	15
2.1.5. Prietoková charakteristika	15
2.1.6. Regulačný pomer	16
2.1.7. Netesnosť	16
2.2. Stratové a prietokové súčinitele	16
2.2.1. Stratový súčiniteľ	16
2.2.2. Prietokový súčiniteľ	17
2.2.3. Prietokový súčiniteľ A_v	17
2.2.4. Prietokový súčiniteľ K_v	18
2.2.5. Prietokový súčiniteľ C_v	18
2.2.6. Menovitý prietokový a stratový súčiniteľ	19
2.2.7. Vzájomné prevody prietokových súčiniteľov	20
2.3. Prietoková charakteristika	20
2.3.1. Definícia	20
2.3.2. Lineárna prietoková charakteristika	21
2.3.3. Rovnopercentná prietoková charakteristika	21
2.3.4. Parabolická prietoková charakteristika	22
2.3.5. Prietoková charakteristika LDMspline®	23
2.3.6. Odchýlky od priebehu charakteristiky	23
2.4. Regulačný pomer	23
2.5. Autorita ventilu	24
2.5.1. Vplyv autority na deformáciu prietokovej charakteristiky sústavy	25
2.6. Regulačná charakteristika procesu	29
2.6.1. Súčiniteľ prenosu sústavy	30
2.7. Výpočet K_v hodnoty	30
2.7.1. Nestlačiteľné tekutiny	30
2.7.2. Stlačiteľné tekutiny	32
2.8. Kavitácia	34
2.9. Návrh regulačných ventilov	37
2.9.1. Špecifiká návrhu trojcestného regulačného ventilu	38
2.9.2. Príklad návrhu dvojcestného regulačného ventilu	46
2.9.3. Príklad návrhu trojcestného regulačného ventilu	48
2.9.4. Sériovo a paralelne radené regulačné ventily	49
2.9.4.1. Príklad návrhu paralelne radených regulačných ventilov	50
2.9.5. Kontrola regulačnej charakteristiky procesu a prenosu sústavy	51
3. Regulačná armatúra ako súčasť regulačného okruhu	53
3.1. Vplyv umiestnenia čerpadla na správanie sa sústavy	53

	strana
3.1.1.	Čerpadlo na spiatočke 53
3.1.2.	Čerpadlo na privode 55
3.2.	NPSH (minimálna sacia výška) 56
3.3.	Vzduch vo vykurovacích sústavách 57
3.4.	Vzťah čerpadla a regulačných armatúr 58
3.5.	Zapojenie okruhov rozdeľovačov a spotrebičov 63
3.5.1.	Okruhy s dvojcestnou armatúrou 63
3.5.1.1.	Okruhy s dispozičným tlakom v primárnej časti 63
3.5.1.2.	Okruh s pasívnym tlakom v primárnej časti 71
3.5.2.	Okruhy s trojcestnou armatúrou 72
3.5.2.1.	Okruhy s dispozičným tlakom v primárnej časti 72
3.5.2.2.	Okruhy s pasívnym tlakom v primárnej časti 79
3.5.3.	Okruhy rozdeľovačov 83
3.5.3.1.	Tlakový rozdeľovač s konštantným prietokom 83
3.5.3.2.	Tlakový rozdeľovač s premenlivým prietokom 84
3.5.3.3.	Beztlakový rozdeľovač 84
4.	Armatúry LDM do PN 40 86
4.1.	Regulačné ventily radu COMAR line 86
4.2.	Regulačné ventily a regulátory diferenčného tlaku radu BEE line 87
4.3.	Regulačné a redukčné ventily radu 102 a 103 90
4.4.	Regulačné ventily radu 113 93
4.5.	Regulačné a redukčné ventily radu 200 line 94
4.5.1.	Regulačné a uzatváracie ventily a havarijné uzávery radu RV 2xx 94
4.5.2.	Regulátory tlaku RD 2xx 98
4.6.	Uzatváracie ventily radu 2x6, 2x7 99
4.7.	Filtre prírubové radu FP 101
4.8.	Spätné ventily radu ZV 102
5.	Regulácia diferenčného tlaku 103
5.1.	Nárast tlaku na regulačnej armatúre 103
5.2.	Čerpadlá s premenlivými otáčkami 104
5.3.	Prepúšťacie armatúry 105
5.4.	Regulátory diferenčného tlaku 107
5.5.	Návrh regulátora diferenčného tlaku 111
5.6.	Porovnanie regulácie diferenčného tlaku a prepúšťania 113
6.	Kuželky regulačných armatúr 114
6.1.	Vlastnosti základných typov regulačných armatúr 114
6.1.1.	Kohúty 114
6.1.2.	Klapky 115
6.1.3.	Šupátka 116
6.1.4.	Ventily 116
6.2.	Kuželky regulačných ventilov 117
6.2.1.	Tvarovaná kuželka 117
6.2.1.1.	Prietokový súčiniteľ 117
6.2.1.2.	Prietoková charakteristika 118
6.2.1.3.	Vysoké tlakové spády 118
6.2.1.4.	Hlučnosť 118
6.2.2.	Kuželka s výrezmi 119
6.2.2.1.	Prietokový súčiniteľ 119
6.2.2.2.	Prietoková charakteristika 119
6.2.2.3.	Vysoké tlakové spády 120

	strana
6.2.2.4.	Hlučnosť 120
6.2.3.	Dierovaná kuželka 120
6.2.3.1.	Prietokový súčiniteľ 121
6.2.3.2.	Prietoková charakteristika 121
6.2.3.3.	Vysoké tlakové spády 121
6.2.3.4.	Hlučnosť 122
6.3.	Náročné aplikácie 122
6.3.1.	Škrtiace systémy pre vysoké tlakové spády a teploty 122
6.3.2.	Mikroprietoky 122
6.3.3.	Kavitácia 123
6.3.3.1.	Vznik kavitácie 123
6.3.3.2.	Účinky kavitácie 123
6.3.3.3.	Zhrnutie 124
6.3.4.	Hluk 124
6.3.4.1.	Hluk pri prúde kvapalín 124
6.3.4.2.	Hluk pri prúde stlačiteľných médií 125
6.3.4.3.	Opatrenia ku zníženiu hluku 125
6.3.5.	Tlakovo vyvážené kuželky 125
6.3.5.1.	Princíp 126
6.3.5.2.	Kuželky s trvalo otvoreným vyvažovacím otvorom 126
6.4.	Dvojsedlové ventily 126
6.5.	Trojcestné ventily 127
7.	Upchávky regulačných armatúr 129
7.1.	Nároky na upchávky regulačných ventilov 129
7.2.	Elastomerové upchávky 129
7.3.	PTFE upchávky 131
7.4.	Grafitové upchávky 132
7.5.	Vlnocové upchávky 134
8.	Armatúry LDM do PN 630 136
8.1.	Vysokotlakové armatúry pre klasickú energetiku a priemysel 136
8.1.1.	Nepohyblivé, vnútorným pretlakom zaťažené časti ventilu 136
8.1.2.	Škrtiace systémy 138
8.1.3.	Upchávky 141
8.1.4.	Pohony 142
8.2.	Vysokotlakové ventily LDM pre energetiku a priemyselné aplikácie 142
8.2.1.	Ventily radu G 142
8.2.1.1.	Regulačné ventily G 45 143
8.2.1.2.	Regulačné ventily G 46 143
8.2.1.3.	Regulačné ventily G 47 144
8.2.1.4.	Regulačné ventily G 92 144
8.2.1.5.	Regulačné ventily G 93 145
8.2.2.	Ventily radu RV 146
8.2.2.1.	Regulačné ventily RV 300 line 146
8.2.2.2.	Regulačné ventily RV 701 148
8.2.2.3.	Regulačné ventily RV 702, RS 702 149
8.2.2.4.	Regulačné ventily RV 805, RV 806 150
8.2.2.5.	Regulačné ventily RV 902, RS 902 151
8.2.3.	Poistné ventily 151
8.2.3.1.	Priamočinné poistné ventily 152
8.2.3.2.	Poistné ventily s prídavným zaťažením 152
8.2.3.2.1.	Poistné ventily SiZ 1508 152

	strana
8.2.3.2.2.	Poistné ventily PV 1509 153
8.2.3.3.	Riadiaci prístroj RP 5330 154
8.2.4.	Regulačný kohút RK 601 156
8.2.5.	Uzatváracie ventily 156
8.2.5.1.	Uzatváracie ventily UV 526 156
8.2.5.2.	Uzatváracie ventily UV 926 157
8.2.5.3.	Spätné ventily ZV 926 158
8.2.6.	Chladenie pary 158
8.2.6.1.	Systémy chladenia 158
8.2.6.2.	Vplyv jednotlivých parametrov na účinnosť chladenia 158
8.2.6.3.	Meranie teploty 159
8.2.6.4.	Vstrekovacia hlava VH 161
8.2.6.5.	Vstrekovacia hlava VHF 161
8.2.6.6.	Parná vstrekovacia hlava VHP 162
8.2.6.7.	Radiálny chladič CHR 163
8.2.6.8.	Chladič pary CHPF 163
8.2.6.9.	Ejektorový chladič pary CHPE 164
8.3.	Umiestnenie ventilov LDM na bloku uhoľnej elektrárne 165
8.4.	Armatúry pre jadrovú energetiku 167
8.4.1.	Požiadavky na armatúry 167
8.4.2.	Požiadavky na konštrukciu 167
8.4.3.	Požiadavky na výrobu 167
8.4.4.	Typy ventilov pre jadrovú energetiku 168
9.	Pohony regulačných ventilov 169
9.1.	Základné rozdelenie pohonov armatúr 169
9.2.	Pohony pre ventily LDM 170
9.3.	Elektrické pohony priamočiare 171
9.4.	Elektrické pohony viacotáčkové 173
9.5.	Elektrické pákové pohony 174
9.6.	Pneumatické pohony 176
9.7.	Elektrohydraulické pohony 178
Záver	181
Literatúra	182

POUŽITÁ SYMBOLIKA

Značky

a	[-]	autorita
Av	[m ²]	prietokový súčiniteľ (armatúry)
Avs	[m ²]	prietokový súčiniteľ pri menovitom zdvihu
Cv	[US gal.min ⁻¹]	prietokový súčiniteľ (armatúry)
Cvs	[US gal.min ⁻¹]	prietokový súčiniteľ pri menovitom zdvihu
F _R	[-]	súčiniteľ vplyvu Reynoldsovho čísla
g	[m.s ⁻²]	normálne zemské gravitačné zrýchlenie (9,80665 m.s ⁻²)
h	[-]	pomerný zdvih
h _c	[m]	súhrnná stratová výška
h ₁	[m]	polohová výška v mieste 1
h ₂	[m]	polohová výška v mieste 2
H	[m]	výška, zdvih
K _D	[-]	prietokový súčiniteľ (poistného ventilu)
Kv	[m ³ .h ⁻¹]	prietokový súčiniteľ (armatúry)
Kv _{cN}	[m ³ .h ⁻¹]	celkový prietokový súčiniteľ N ventilov
Kvs	[m ³ .h ⁻¹]	prietokový súčiniteľ pri menovitom zdvihu
m	[kg]	hmotnosť plynu
m	[kg.h ⁻¹]	hmotnostný prietok
M	[kg.kmol ⁻¹]	molová hmotnosť
Ma	[-]	Machovo číslo
n	[mol]	látkové množstvo
p _n	[Pa]	absolútny tlak plynu za normálneho stavu
p _{sp}	[Pa]	parciálny tlak sýtych pár v médiu
Δp	[Pa], [bar]	tlakový rozdiel
Q	[m ³ .h ⁻¹], [m ³ .s ⁻¹]	objemový prietok
Q _m	[kg.h ⁻¹], [kg.s ⁻¹]	hmotnostný prietok
r	[-]	regulačný pomer
R	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]	molová plynová konštanta
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	prietokový prierez
S _a	[m ²]	určujúci prietokový prierez
t	[°C]	teplota
T	[K]	absolútna teplota
T ₁	[K]	absolútna teplota na vstupe do ventilu
T _n	[K]	absolútna teplota plynu za normálneho stavu
Δt	[K]	teplotný rozdiel
V	[m ³]	objem plynu
w	[m.s ⁻¹]	stredná rýchlosť prúdenia
w1	[m.s ⁻¹]	rýchlosť prúdenia v mieste 1
w2	[m.s ⁻¹]	rýchlosť prúdenia v mieste 2
x	[-]	pomerný tlakový spád
Y	[-]	expanzný súčiniteľ
Z	[-]	súčiniteľ kompresibility
λ	[-]	súčiniteľ trecej straty
ζ	[-]	súčiniteľ miestnej straty, stratový súčiniteľ
Φ	[-]	pomerný prietokový súčiniteľ
ρ	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnosť (hustota)
ρ _n	[kg.m ⁻³]	hustota plynu za normálneho stavu

Indexy

č	čerpadlo
čr	čerpadlo pri zníženom prietoku
e	vonkajší
iz	izolovaný
max	maximálny
min	minimálny
n	menovitý
o	úplne uzatvorený
OM	odberné miesto
p	prívodný, prívod
pr	prívod pri zníženom prietoku
PRIM	primárny
ps	potrubná sieť
r	pri zníženom prietoku
red	pri zníženom prietoku
RRV	ručný regulačný ventil
RV	regulačný ventil
s	statický
SEK	sekundárny
sp	sýta para, spotrebič
sv	stúpačkový ventil
tv	termostatický ventil
vr	vratná (spiatočka, spiatočky)
z	spiatočka alebo zdroj
ZKRAT	skrat
zr	spiatočka alebo zdroj pri zníženom prietoku
zv	zvrät

1. HISTÓRIA A SÚČASNOSŤ FIRMY LDM

Tento príbeh začína v roku 1909, kedy českořebovský rodák Josef Jindra, ktorý sa v roku 1908 vrátil ako skúsený robotník po vyučení vo Viedni, zahájil s niekoľkými robotníkmi výrobu v prenajatých priestoroch.



Obr. 1.1. Josef Jindra so svojimi zamestnancami v roku 1909

Obchodné úspechy výrobkov firmy Josef Jindra viedli k výstavbe novej továrne v roku 1911, ktorá mala už 20 pracovníkov. Počas 1. svetovej vojny ale boli zamestnanci aj Josef Jindra povolaní na vojnu, čo viedlo k uzatvoreniu závodu. Stroje aj materiál zabavila armáda a zvyšok bol rozkradnutý.

Po vojne sa preto Josef Jindra v roku 1919 spojil s investorom Václavom Šreflom, ktorý mu pomohol výrobu obnoviť a stal sa jeho spoločníkom. Spoločne potom viedli firmu s názvom Šrefl a Jindra, neskôr bola firma registrovaná ako Jindra a Šrefl. Vtedajší výrobný program zahŕňal širokú paletu od drobných mosadzných vodovodných armatúr cez armatúry plynové až po armatúry pre paru z liatej ocele, vrátane poistných ventilov pre paru.



Obr. 1.2. Ukážka z katalógu Jindra a Šrefl

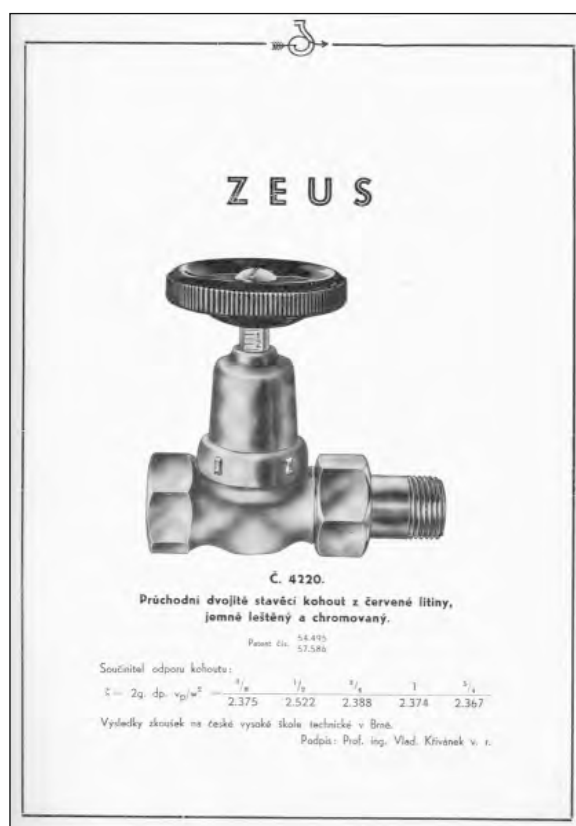
Koncom roka 1929 sa ale obaja spoločníci rozišli, Josef Jindra mal v tej dobe továreň v dnešnej časti Českej Třebovej nazývanej na Parníku, Václav Šrefl potom v miestach dnešnej LDM.

Jedna časť LDM, v ktorej je dnes umiestnená montáž ventilov a medzisklad, je pôvodnou Šreflovou továrňou.

Obe firmy, aj keď mali podobné zameranie, prosperovali a v podstate im neublížila ani druhá svetová vojna, aj keď museli nútené zmeniť výrobný program a podieľať sa na zbrojnej výrobe.

Na obr. 1.3. je vyobrazený slávny a celoeurópsky známy dvojregulačný radiátorový kohút Zeus, ktorý vyrábala Josef Jindra od tridsiatych rokov 20. storočia. Pokiaľ by napadla čitateľa podobnosť s radiátorovým kohútom Armatúrky Myjava 4222, tak ako bol známy celým generáciám kúrenárov po roku 1948 až do 90. rokov, potom táto podobnosť nie je náhodná. Výrobný program firmy Jindra bol totiž v 50. rokoch delimitovaný pre Slovenskú armatúrku Myjava, takže rad výrobkov, vrátane ich pôvodných označení, prežil ďalších niekoľko desaťročí.

Dokonca označenie 4222 a 4223 (radiatorové kohúty), 3040 (šupátko), 3001 (ventil) a 4300 a 4301 (radiatorové šróbenie) je identické v katalógu z roku 1936 aj v Tabuľkách pre inštalátorov a kúrenárov z roku 1990, týkajúce sa Armatúrky Myjava a označuje aj rovnaké výrobky. Táto zaujímavosť je zrejme najlepším vysvedčením nadčasovej kvality vtedajšej výroby.



Obr. 1.3. Dvojregulačný radiátorový kohút Zeus 4220 (chrómované prevedenie)

Ďalší prelom nastal vo februári 1948, keď po prevrate boli obe firmy znárodnené.

K znárodneniu sa dodnes viaže jedna historka o Václavu Šreflovi, ktorý do svojej továrne jazdil na bicykli. Koncom februára 1948 ráno prišiel a popoludní mu už továreň nepatrila. Keď vychádzal z brány, milicionár ho zastavil a povedal: "Pán Šrefl, zastavte, ten bicykel je tiež náš!" Domov už išiel pešo.

Obe firmy boli potom pod národnou správou ďalej začlenené do národného podniku Slovenská armatúrka Myjava, prechádzali v ďalších rokoch množstvom reorganizácií, ich názvy a generálne riaditeľstvá sa menili, až boli v roku 1975 začlenené do svetoznámeho československého koncernu Sigma Lutín. V tej dobe bol pôvodný Jindrov závod pobočkou (nástrojárnou) pôvodného Šreflovho závodu.

Medzníkom v rozvoji armatúrky bolo uznesenie vlády v roku 1975, kedy bolo rozhodnuté o prijatí programu koncepcie jadrovej energetiky a pre armatúrku v Českej Třebovej to znamenalo rozvoj špeciálnej výroby armatúr pre jadrové elektrárne typu Voronež - VVER 440, a to pre všetky štáty vtedajšej RVHP. Začína tak zrejme zlatá éra oboch závodov po roku 1948.



Obr. 1.4. Sigma Česká Třebová, koncernový podnik (1975 - 1990)

Prominentný program jadrových armatúr priniesol podniku nielen rozvoj výrobných technológií, ale aj rad ďalších investícií do výstavby, sociálnych programov pre zamestnancov atď.

Na prelome 70. a 80. rokov vzniká ďalší, širokej verejnosti veľmi známy výrobok - rad regulačných ventilov SRV (Stavebnicový Regulačný Ventil). Tieto regulačné armatúry boli používané pre reguláciu vody a pary po celej vtedajšej ČSSR aj vo svete a aj dnes sa s nimi ešte môžeme stretnúť na starších zariadeniach.



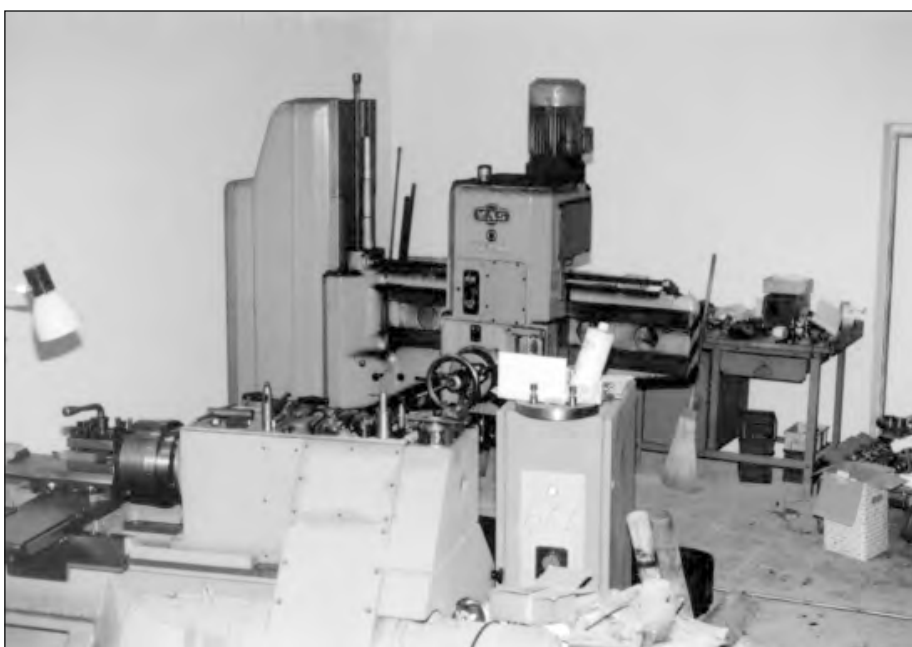
Obr. 1.5 Ventily SRV na MSV v Brne (1985)

Po tzv. nežnej revolúcii prestal začiatkom roku 1990 koncern Sigma existovať a na jar vzniklo z jeho závodov 21 samostatných štátnych podnikov, vrátane Sigmy Česká Třebová. Bývalý Jindrov podnik bol vrátený potomkom majiteľa a bývalý Šreflov podnik sa stal akciovou spoločnosťou, avšak rozhodovanie jeho managementu bolo trochu problematické a vo svojom dôsledku viedlo neskôr k bankrotu spoločnosti.

Vyššie uvedený trend bol jasný trom zamestnancom firmy, ktorí na jar 1991 zo Sigmy odchádzajú a zakladajú vlastnú spoločnosť pod názvom LDM podľa počiatkových písmen ich priezvisk - Něhoslav Langer, Vlastimil Dytrt a Vladimír Marek. Tak vzniká ďalšia armatúrka v Českej Třebovej, ktorá začína vytvárať svoj vlastný výrobný program regulačných armatúr z mosadze, sivej a tvárnej liatiny a liatej ocele.



Obr. 1.6. Začiatky v prenajatých priestoroch



Obr. 1.7. Prvé stroje v dielni LDM

Ako už bolo spomenuté, spoločnosť Sigma Česká Třebová prešla privatizáciou a stala sa akciovou spoločnosťou, napriek tomu ale v roku 1995 skrachovala. Firma LDM ju v dražbe kupuje a stáva sa tak pokračovateľom dnes už viac než storočnej tradície výroby priemyselných armatúr v Českej Třebovej.



Obr. 1.8. Výrobný areál LDM, dnešné sídlo firmy

V súčasnej dobe je LDM silne proexportne orientovaná firma s viac než 220 zamestnancami a s armatúrami LDM sa môžeme stretnúť prakticky po celom svete, hlavne v energetike, priemysle, ďalej tiež v teplárstve ako na zdrojoch tepla, tak aj v sieťach a výmenníkových staniciach. Výrobný program zahŕňa armatúry regulačné, uzatváracie a poistné v tlakových triedach od PN 6 do PN 400 a vo svetlostiach od DN 10 do DN 600. Práve táto šírka ponúkaného sortimentu je dôvodom, prečo je možné sa s armatúrami LDM stretnúť takmer vo všetkých odboroch ľudskej činnosti, kde je potrebná regulácia prietoku, tlaku alebo teploty.

Firma má priame zastúpenie na Slovensku, v Poľsku, Bulharsku, Nemecku, Rusku a v Kazachstane, okrem toho je v ďalších krajinách reprezentovaná partnerskými firmami.

Vo firme LDM je zavedený a certifikovaný integrovaný systém riadenia akosti podľa noriem ISO 9001, ISO 14001 a OHSAS 18001, čo je pre zákazníkov zárukou stálej kvality a úrovne všetkých procesov vo firme.

Firma LDM, ako vyplýva z predchádzajúcich riadkov, dôstojne nadväzuje na dlhoročnú tradíciu výroby priemyselných armatúr v Českej Třebovej, ku ktorej sa hrdo hlási ako jej pokračovateľ. Budúcnosť spoločnosti stále spočíva v naplňovaní vízie, ktorá bola formulovaná už v roku 1995:

- Svetovo významná spoločnosť udávajúca smer vo vývoji, výrobe, predaji a servise priemyselných armatúr
- Dynamická firma umožňujúca všetkým pracovníkom dosiahnutie vysokej miery seberealizácie a spoločenskej prestíže
- Spoločensky uznávaná firma, ktorej meno je symbolom vysokej úžitkovej hodnoty, kvality a spoľahlivosti

Úspešné naplňovanie vízie vychádza z presvedčenia, že tri základné nosné piliere, na ktorých firma stojí, sú pevné. Prvým stĺpom sú naši zákazníci a ich potreby, ku ktorých uspokojeniu je

smerované úsilie celej firmy. Druhým stĺpom sú výrobky. LDM je spoločnosťou, ktorá stojí pevne na vlastnom vývoji, takže cyklus vývoj, konštrukcia, výroba, predaj a servis je uzavretý. Posledným, ale nemenej dôležitým stĺpom sú pracovníci LDM, ktorí sú schopní pružne reagovať na stále sa meniace podmienky trhu a ktorí sú schopní budúcnosť firmy aktívne spoluvytvárať. Nakoniec nielen rad ocenení firmy z medzinárodných výstav v minulých rokoch, ale aj rôzne ventily vyrábané pre iných výrobcov pod ich vlastnou značkou sú uznaním kvality produkcie a len potvrdzujú správnosť cesty, po ktorej sa LDM vydala v roku 1991.



Obr. 1.9 Ukážka časti súčasného výrobného sortimentu LDM



Obr. 1.10. Certifikát ISO 9001:2015; ISO 14001:2015; OHSAS 18001:2007

2. REGULAČNÉ ARMATÚRY

Regulačné armatúry sú diaľkovo ovládané zariadenia, ktoré v závislosti na požiadavkách riadiaceho systému regulujú prietok tekutiny v riadenom procese. Preto, aby mohli túto svoju základnú funkciu plniť, musia mať určité vlastnosti, ktoré sú dané predovšetkým vlastnou konštrukciou danej armatúry a jej škrtiaceho systému a ďalej vlastnosťami ovládacieho pohonu. Ďalšou nutnou podmienkou je ich korektný návrh.

2.1. Základné pojmy

2.1.1. Menovitá svetlosť DN

DN - menovitá (nominálna) svetlosť udáva približnú vnútornú svetlosť vstupného a výstupného hrdla v milimetroch. Vo väčšine prípadov sa používajú regulačné ventily s rovnakou, alebo menšou svetlosťou (najmä pri väčšom tlakovom spáde na ventile) ako je svetlosť okolitého potrubia. Menšia svetlosť ventilu je výhodná predovšetkým pri náročných aplikáciách, kde sa týmto spôsobom môžu ušetriť značné finančné prostriedky a k potrubiu je potom nutné pripojiť redukcie pred aj za ventil. Tieto redukcie (miestne straty) by mali byť taktiež zohľadnené v hydraulickom výpočte siete.

2.1.2. Menovitý tlak PN

PN - menovitý tlak (tlakový stupeň) udáva tlakovú triedu armatúry. Vo väčšine prípadov vo vykurovaní je rovnaké s maximálnym pracovným pretlakom armatúry v baroch. Napriek tomu je vždy nutné skontrolovať hodnotu dovoleného pracovného pretlaku, ktorú udáva výrobca, lebo táto je závislá na pracovnej teplote média a materiáli, z ktorého sú vyrobené hlavné diely armatúry. Pri vyšších teplotách môže táto hodnota klesnúť až na zlomok PN. Prípustné hodnoty udávajú príslušné normy. Pre materiály podľa ČSN boli tieto hodnoty stanovené normou ČSN 13 0010 - "Menovité tlaky a pracovné pretlaky", pre nové konštrukcie vyrobené z materiálov ČSN-EN potom napríklad norma ČSN-EN 1092-1. Väčšina výrobcov armatúr však pre svoje výrobky uvádza tiež garantované tlakové parametre v závislosti na teplote.

2.1.3. Maximálna pracovná teplota

Maximálna pracovná teplota určuje výrobcom stanovenú maximálnu pracovnú teplotu média, pri ktorej môže byť armatúra prevádzkovaná. Táto teplota súvisí nielen s vyššie uvedeným PN, ale býva zvyčajne obmedzená aj ďalšími súčastami, hlavne typom upchávky a v poslednej dobe pri lacnejších aplikáciách hlavne použitým pohonom armatúry.

2.1.4. Prietokový súčiniteľ

Menovitý prietokový súčiniteľ je prvým parametrom, ktorý je typický pre regulačnú armatúru. Jeho veľkosť udáva charakteristický prietok danou armatúrou za presne definovaných podmienok pri menovitom zdvihu. S jeho pomocou je možné spočítať prietok pracovného média, alebo tlakovú stratu na armatúre pri všeobecných pracovných podmienkach. Bežne sa používajú súčinitele K_{vs} , A_{vs} a C_{vs} .

2.1.5. Prietoková charakteristika

Prietoková charakteristika je ďalším veľmi dôležitým údajom regulačnej armatúry a udáva funkčnú závislosť okamžitého prietokového súčiniteľa na polohe uzáveru regulačnej armatúry. Inak povedané to znamená, že napr. pri lineárnej prietokovej charakteristike je možné pri inak

nemenných podmienkach (predovšetkým tlakové pomery, vlastnosti média) očakávať lineárnu závislosť medzi prietokom média a zdvihom regulačného ventilu. Bežne sa vyrábajú ventily s prietokovou charakteristikou lineárnou a rovnopercentnou.

2.1.6. Regulačný pomer

Regulačný pomer je pomer najväčšieho prietokového súčiniteľa k najmenšiemu prietokovému súčiniteľu. Prakticky je to potom pomer (za inak rovnakých definovaných podmienok) najväčšieho k najmenšiemu regulovateľnému prietoku. Najmenší, alebo tiež minimálny regulovateľný prietok je vždy väčší ako nula.

2.1.7. Netesnosť

Z ďalších charakteristických parametrov býva veľmi často diskutovaná hodnota maximálnej netesnosti v uzavretom stave. U regulačných ventilov sa táto hodnota väčšinou udáva v percentách maximálneho prietoku (K_{vs} , C_{vs} , A_{vs}), pričom normou IEC 543-4-1982 sú presne definované skúšobné podmienky. Ak je hodnota netesnosti udaná napr. ako 0,01% K_{vs} , znamená to, že týmto ventilom pretečie v uzavretom stave maximálne jedna stotina percenta K_{vs} (t. j. 0,0001 K_{vs}) skúšobnej tekutiny za skúšobných podmienok. Pokiaľ je pre prevádzku zariadenia táto hodnota dôležitá, je nutné sa informovať u konkrétneho výrobcu na jeho podmienky skúšania, eventuálne požadovať vyššiu tesnosť, ak je to technicky možné pre daný typ armatúry.

2.2. Stratové a prietokové súčinitele

2.2.1. Stratový súčiniteľ

Každý potrubný prvok, alebo sústava má svoj stratový súčiniteľ, ktorý sa označuje ako ζ . Je to bezrozmerný súčiniteľ priamej závislosti miestnej stratovej výšky na rýchlostnej výške, vzťahujúci sa k zvolenému prietokovému prierezu. Čím je tento súčiniteľ vyšší a čím menší je určujúci prietokový prierez ventilu, tým nižší bude prietok potrubným prvkom.

Jeho základná definícia vychádza z Bernoulliho rovnice:

$$h_c = h_1 - h_2 + \frac{1}{\rho g} (p_1 - p_2) + \frac{1}{2g} (w_1^2 - w_2^2),$$

kde

h_c	je celková stratová výška medzi miestami 1 a 2	[m]
ρ	je objemová hmotnosť (hustota) nestlačiteľného média	[kg.m ⁻³]
g	je normálne zemské gravitačné zrýchlenie = 9,80665 m.s ⁻²	
w_1 a w_2	je rýchlosť prúdenia v prierezoch 1 a 2	[m.s ⁻¹]

Stratový súčiniteľ je uvedený ako súčiniteľ závislosti stratovej výšky h_c na rýchlostnej výške $\frac{w_a^2}{2g}$

v určujúcom prietokovom priereze S_a meranej sústavy vo vodorovnej polohe $h_c = \zeta \cdot \frac{w_a^2}{2g}$.

V prípade, že zadefinujeme $h_1 = h_2$, $S = S_2 = S_a$ (tým $w_1 = w_2 = w_a$), tlakový spád $\Delta p = (p_1 - p_2)$ a zavedieme objemový prietok $Q = w_a \cdot S_a$, úpravou týchto vzťahov potom dostaneme základnú rovnicu pre objemový prietok potrubným prvkom alebo sústavou (rovnaký vstup a výstup, horizontálna poloha):

$$Q = S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

a hmotnostný prietok

$$Q_m = S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p} \quad (2)$$

Keď sa nad týmito rovnicami zamyslíme, zistíme, že prietok armatúrou, alebo potrubným prvkom je určený tlakovým spádom na tomto prvku, objemovou hmotnosťou (hustotou) média, stratovým súčiniteľom a určujúcim prierezom. To znamená, že ventily s rovnakým zadávaným stratovým súčiniteľom, ale s rôznym DN, ktoré určuje prietokový prierez, budú mať iný hydraulický odpor. Preto sa pri regulačných ventiloch stratové súčinitele veľmi nepoužívajú, ale je naopak zvykom stratové súčinitele udávať pri uzatváracích ventiloch, kde sa predpokladá rovnaká svetlosť ventilu ako potrubia a kde sa hydraulická strata tlaku na uzatváracom ventile zahŕňa medzi ostatné hydraulické straty v potrubnom systéme.

Najväčšou výhodou stratového súčiniteľa ventilu je to, že priamo vychádza z Bernoulliho rovnice, to znamená, že je kompatibilný so stratovými súčiniteľmi ďalších potrubných prvkov vrátane tretej straty v potrubí a že sa tieto hodnoty v potrubnej sústave pri sériovo radených prvkoch dajú pre určenie celkovej tlakovej straty jednoducho sčítať.

Z vyššie uvedených dôvodov sa pri regulačných ventiloch nebudeme ďalej stratovým súčiniteľom zaoberať. Vzorce pre výpočet prietoku pomocou stratového a prietokových súčiniteľov a ich vzájomné prevody sú uvedené v kap. 2.2.3 až 2.2.7.

2.2.2. Prietokový súčiniteľ

Prietokový súčiniteľ je charakteristický súčiniteľ potrubného prvku, ktorý jednoznačne určuje jeho prietokové vlastnosti v danom stave. Čím je prietokový súčiniteľ vyšší, tým väčšie množstvo pretečie prvkom, alebo sústavou.

2.2.3. Prietokový súčiniteľ A_v

Definícia základného prietokového súčiniteľa A_v vychádza z vyššie uvedených rovníc (1) alebo (2), kde sa výraz

$$S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \quad [\text{m}^2]$$

označuje ako prietokový súčiniteľ A_v .

Fyzikálna interpretácia vychádza z definičnej rovnice. Je to súčiniteľ priamej závislosti objemového, alebo hmotnostného prietoku na odmocnine tlakového spádu. Táto rovnica zároveň udáva základný prevodný vzťah medzi stratovým a prietokovým súčiniteľom.

Prietokový súčiniteľ A_v jednoznačne určuje prietokové parametre podobne ako ďalej popísaný a v súčasnej dobe takmer výhradne používaný súčiniteľ K_v . V bývalej ČSSR bol používaný ako ekvivalent K_v v jednotkách Sl .

Pre technickú prax je definovaný ako

$$A_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad [\text{m}^2]$$

kde		
Q	je objemový prietok	[m ³ .s ⁻¹]
ρ	je objemová hmotnosť	[kg.m ⁻³]
Δp	je tlaková strata armatúry	[Pa]

2.2.4. Prietokový súčiniteľ Kv

V európskych krajinách sa pri regulačných armatúrach väčšinou používa prietokový súčiniteľ Kv. Vyjadruje objemový prietok vody v m³.h⁻¹, ktorý pretečie regulačným ventilom za referenčných podmienok prietoku pri danom zdvihu (tlakový rozdiel medzi definovanými tlakovými odbermi pred a za armatúrou 1 bar, teplota vody 15 °C, rozvinuté turbulentné prúdenie, dostatočný statický tlak vylučujúci za uvedených podmienok možnosť vzniku kavitácie).

Definičný vzťah je

$$K_v = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{\Delta p}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

kde		
Q	je objemový prietok	[m ³ .h ⁻¹]
ρ	je objemová hmotnosť	[kg.m ⁻³]
Δp	je tlaková strata armatúry	[MPa]

Výhodou tohto súčiniteľa je predovšetkým jeho jednoduchá fyzikálna interpretácia a to, že vo väčšine aplikácií, kde je médium voda, je možné zjednodušene počítať prietok priamou úmerou s druhou odmocninou tlakového spádu. Po dosadení hustoty 1000 kg.m⁻³ a zadání tlakového rozdielu v baroch dostaneme jednoduchý a v technickej praxi pravdepodobne najznámejší vzorec pre výpočet Kv

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

kde		
Q	je objemový prietok	[m ³ .h ⁻¹]
Δp	je tlaková strata armatúry	[bar]

Z tohto jednoduchého vzťahu je potom možné pre armatúru o známej hodnote Kv dopočítať hodnoty prietoku aj tlakovú stratu podľa nasledujúcich vzťahov, kde skutočnú tlakovú stratu pre známy prietok spočítame ako

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{K_v} \right)^2 \quad [\text{bar}]$$

a skutočný prietok pre známu tlakovú stratu ako

$$Q = K_v \cdot \sqrt{\Delta p} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

Pri výpočtoch s vyššie uvedenými zjednodušenými súčiniteľmi Kv je nutné dať veľký pozor na dosadzovanie tlakovej straty v baroch (1 bar=100 kPa=0,1 MPa).

2.2.5. Prietokový súčiniteľ Cv

Celosvetovo je ešte používaný prietokový súčiniteľ Cv, predovšetkým tam, kde nie je zavedená sústava jednotiek SI. Je to rovnocenný ekvivalent hodnoty Kv, alebo Av a vyjadruje množstvo US galónov vody 40 až 100°F teplej, ktorá pretečie armatúrou za 1 minútu pri tlakovom spáde 1 psi (1 US galón=3,7854 litrov, 1 psi=6894,8 Pa).

V našich podmienkach je najpraktickejšie previesť hodnotu C_v na K_v a potom urobiť výpočet prietokového množstva alebo Δp , eventuálne určiť hodnotu K_v , ktorú potom v prípade potreby špecifikácie ventilu v C_v prevedieme na C_v . Inak je možné všetky výpočty vykonávať rovnako ako so súčiniteľom K_v , len je nutné dôsledne dbať na používanie správnych jednotiek - množstvo v US galónoch/min, tlak v psi a hustotu v librách na stopu kubickú ($1 \text{ lb.ft}^{-3} = 16,018 \text{ kg.m}^{-3}$).

2.2.6. Menovitý prietokový a stratový súčiniteľ

Hodnota prietokového, ev. stratového súčiniteľa (K_v , A_v , C_v , ζ) je hodnota okamžitého prietokového, alebo stratového súčiniteľa regulačnej armatúry, ktorá je funkciou polohy škrtiaceho orgánu, ktorého zmenou sa dosahuje požadovaná zmena prietoku alebo tlaku.

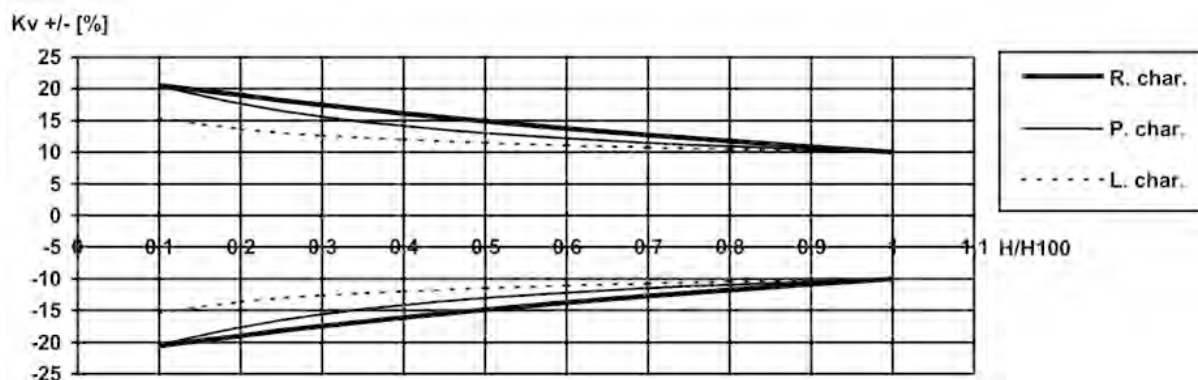
Hodnota menovitého prietokového súčiniteľa (K_{vs} , A_{vs} , C_{vs}), alebo stratového súčiniteľa (ζ_s) je hodnota prietokového, alebo stratového súčiniteľa sériovo vyrábanej regulačnej armatúry pri jej plnom otvorení. Táto hodnota sa určuje pri typovej skúške armatúry a normou sú určené maximálne dovolené odchýlky súčiniteľov pri plnom otvorení (K_{v100} , A_{v100} , C_{v100}) jednotlivých armatúr daného typu od tejto hodnoty.

Tolerancia nesmie presiahnuť $\pm 10\%$ menovitej hodnoty prietokového súčiniteľa a $\pm 20\%$ menovitej hodnoty stratového súčiniteľa. Údaj o menovitom stratovom súčiniteli musí byť doplnený údajom prietokového prierezu, ku ktorému sa vzťahuje stratový súčiniteľ. Tolerančné pásmo prietokových súčiniteľov je zdola obmedzené hodnotou dolnej medze $K_v = 4,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, zhora je obmedzené hodnotou hornej medze $K_v = 0,04 \cdot \text{DN}^2$ (pre ventil DN 100 je horná medza $400 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

Uvedená maximálna povolená tolerancia presnosti prietokových súčiniteľov však nie je konštantná, ale sa mení so zdvihom podľa ČSN 13 4509, vid'. nasledujúce rovnice:

$$K_v(\pm) = \left(1 \pm \frac{\left(\frac{1}{\Phi} \right)^{0,2}}{10} \right) \cdot K_v, \text{ kde}$$

$K_v(\pm)$ je kladná, alebo záporná odchýlka od menovitého K_v v závislosti na zdvihu a $\Phi = \frac{K_v}{K_{vs}}$ je pomerný prietokový súčiniteľ (charakteristika), vid' kap. 2.3.1. Grafické vyjadrenie vyššie uvedeného vzťahu je na obr. 2.1.



Obr. 2.1. Diagram závislosti povolených odchýlok K_v v závislosti na zdvihu

Je veľmi dôležité si uvedomiť, že pri objednávaní armatúr sa najčastejšie špecifikuje menovitý prietokový súčiniteľ (K_{vs}), ktorý však v sebe zahŕňa práve túto vyššie spomínanú desaťpercentnú možnú odchýlku - ako kladnú, tak aj zápornú.

2.2.7. Vzájomné prevody prietokových súčiniteľov

Pre rýchly prevod medzi jednotlivými stratovými súčiniteľmi sú ďalej uvedené príslušné vzťahy.

$$K_v = 8,65 \cdot 10^{-1} \cdot C_v$$

$$K_v = 3,60 \cdot 10^4 \cdot A_v$$

$$C_v = 1,16 \cdot K_v$$

$$C_v = 4,17 \cdot 10^4 \cdot A_v$$

$$A_v = 2,78 \cdot 10^{-5} \cdot K_v$$

$$A_v = 2,40 \cdot 10^{-5} \cdot C_v$$

Pre prepočet stratového súčiniteľa ζ na prietokový súčiniteľ K_v a obrátene je možné pri potrubnom prvku svetlosti DN použiť nasledujúce vzťahy:

$$K_v = 0,009 \cdot \pi \cdot DN^2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}}$$

$$\zeta = 2 \cdot \left(\frac{0,009 \cdot \pi \cdot DN^2}{K_v} \right)^2$$

2.3. Prietoková charakteristika

2.3.1. Definícia

Prietoková charakteristika je definovaná ako funkčná závislosť prietokového súčiniteľa na polohe uzáveru regulačného prvku.

$$A_v = A_v(H), \quad K_v = K_v(H)$$

Pomerný prietokový súčiniteľ je pomer okamžitého prietokového súčiniteľa A_v , K_v k menovitému prietokovému súčiniteľu A_{vs} , K_{vs} udávaného výrobcom.

$$\Phi = \frac{A_v}{A_{vs}}, \quad \Phi = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

Pomerná prietoková charakteristika je funkčná závislosť pomerného prietokového súčiniteľa Φ na pomernej polohe uzáveru regulačného prvku h , ktorý je daný pomerom okamžitého zdvihu armatúry H k jej menovitému zdvihu H_{100} .

$$\Phi = \Phi(h)$$

2.3.2. Lineárna prietoková charakteristika

Ideálna lineárna pomerná prietoková charakteristika regulačnej armatúry je taká charakteristika (vid'. obr. 2.2, písmeno L), v ktorej rovnaké prírastky pomerného zdvihu h vyvolajú rovnaké prírastky pomerného prietokového súčiniteľa Φ .

$$\Phi = \Phi_0 + m \cdot h,$$

kde Φ_0 je pomerný prietokový súčiniteľ pri zdvihu $h=0$, m je sklon charakteristiky.

Bežne sa vyrába lineárna prietoková charakteristika

$$\Phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot h,$$

ktorá je plne vyhovujúca pri teoretickom regulačnom pomere do 50:1, vid'. kap. 2.4.

Lineárna charakteristika je ideálny nástroj pri regulácii technologických procesov, kde sa pracovný bod pohybuje v pomerne úzkej oblasti zdvihu a kde existuje viac-menej priama závislosť medzi procesom riadenou veličinou a prietokom média.

2.3.3. Rovnopercentná prietoková charakteristika

Ideálna rovnopercentná pomerná prietoková charakteristika regulačnej armatúry je taká charakteristika (vid'. obr. 2.2, písmeno R), v ktorej rovnaké prírastky pomerného zdvihu h vyvolajú rovnaké percentuálne prírastky pomerného prietokového súčiniteľa Φ .

$$\Phi = \Phi_0 \cdot e^{n \cdot h}$$

kde Φ_0 je pomerný prietokový súčiniteľ pri zdvihu $h=0$, n je sklon rovnopercentnej charakteristiky vyznačenej v súradniciach $h - \ln \Phi$.

Matematicky vyjadrené je potom $n = \ln(1/\Phi_0)$

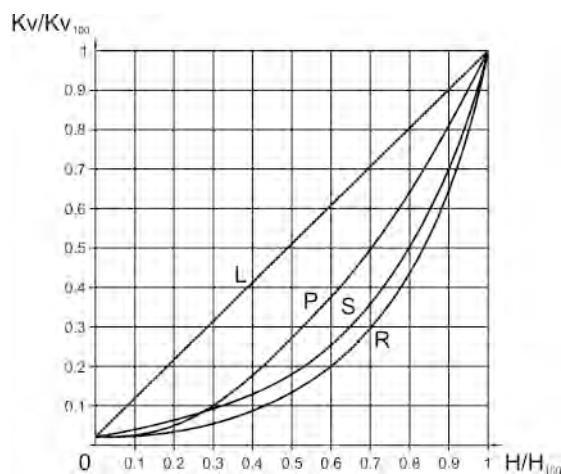
Pre dosiahnutie teoretického regulačného pomeru 50:1, vid'. kap. 2.4. je nutné použiť minimálne 4-percentnú charakteristiku podľa vzťahu

$$\Phi = \Phi_0 \cdot e^{n \cdot h} \quad \text{kde } n = 4$$

Táto charakteristika je pri regulačných ventiloch aj najčastejšie používaná. Jej matematické vyjadrenie je

$$\Phi = 0,0183 \cdot e^{4h}$$

Tvar tejto krivky je jasný z obr. 2.2, kde pomernému zdvihu 70% zodpovedá takmer presne 30% prietoku. Pre dosiahnutie teoretického regulačného pomeru napr. 100:1, by už musela byť použitá charakteristika so sklonom 5, kde 70% zdvihu zodpovedá iba 22% prietoku.



Obr. 2.2. Charakteristiky regulačných ventilov

Čím je vyšší sklon, tým sa dosahuje väčšie prehnutie krivky v lineárnych súradniciach.

Rovnopercenná charakteristika je teoreticky vhodná pre reguláciu pri nižšej autorite (vid'. kap. 2.5) ventilu, kde sa v reálnej sústave viac prejavuje pokles tlaku dodávaného zdrojom pri plnom výkone, tak aj tam, kde je vyšší vplyv tlakových strát potrubia. Tieto dva faktory spôsobia pokles dispozičného tlakového spádu na ventile s rastúcim prietokom. Následkom toho dochádza k deformácii charakteristiky ventilu a k strate strmosti krivky v oblasti väčších zdvihov.

Napríklad u 4-percentnej charakteristiky pri autorite ventilu 0,1 sa pri 70%-nom otvorení dostávame až na hodnotu prietoku ako pri ideálnej lineárnej charakteristike (kedy je autorita rovná 1) - zhruba 70%. Naproti tomu pri rovnakej autorite ventilu pri lineárnej charakteristike sa pri 70% zdvihu dostávame už na 95% plného prietoku - to znamená praktickú stratu regulačnej schopnosti v tejto oblasti zdvihu. Tu sa pri rozsahu zdvihu 50 až 100% a autorite ventilu $a=0,1$ pohybujeme v oblasti 88 až 100% prietoku.

Rovnopercenná charakteristika sa tiež s úspechom používa v oblastiach, kde je potrebné regulovať v diametrálne odlišných prietokových stavoch a kde je navyše regulovaná veličina sprostredkovaná ďalším technickým zariadením (typicky napr. ekvitermická regulácia), ktoré deformuje závislosť regulovanej veličiny v procese na prietoku média ventilom. Praktickým príkladom je vykurovací systém v zimnej prevádzke a v prechodnom období spolu s charakteristikou pripojeného výmenníka tepla.

2.3.4. Parabolická prietoková charakteristika

Ďalšou charakteristikou je nie veľmi často používaná parabolická prietoková charakteristika (vid'. obr. 2.2, písmeno P), ktorej priebeh môžeme pokladať za kompromis medzi lineárnou a rovnopercennou charakteristikou.

Matematické vyjadrenie je

$$\Phi = \Phi_0 + n \cdot h^2$$

kde

Φ_0 je pomerný prietokový súčiniteľ pri zdvihu $h=0$,

n je sklon parabolickej charakteristiky vynesenej v súradniciach $h^2-\Phi$.

Pre teoretický regulačný pomer 50:1 je potom vyjadrená vzťahom

$$\Phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot h^2$$

Výhodou tejto charakteristiky je kompromis medzi vlastnosťami lineárnej a rovnopercetnej charakteristiky, kedy je potrebné regulovať pri viacerých stavoch, ktoré od seba nie sú príliš vzdialené a kde by bola regulácia v oblasti maxima pomocou rovnopercetnej charakteristiky veľmi strmá a naopak, v oblasti minima by nevyhovovala prílišná strmosť lineárnej krivky.

2.3.5. Prietoková charakteristika LDMspline®

V praxi sa hlavne v oblasti vykurovania a klimatizácie používajú často takzvané modifikované charakteristiky, vychádzajúce principiálne z charakteristiky rovnopercetnej, ktoré však môžu pri vhodnom priebehu lepšie vyhovovať charakteru regulovaného zariadenia, hlavne výmenníkom tepla voda - voda a teplovzdušným jednotkám. Takéto krivky sa často označujú ako modifikované rovnopercetné charakteristiky (EQM), výrobca od výrobcu sa líšia a svojim priebehom odrážajú snahu o tzv. linearizáciu regulačného procesu, vid'. obr. 2.5.

Charakteristika LDMspline® (vid'. obr. 2.2, písmeno S) je špeciálne vyvinutý a optimalizovaný tvar charakteristiky pre aplikácie v oblasti vykurovania, hlavne pre reguláciu pri použití na výmenníku tepla voda - voda.

Pre teoretický regulačný pomer 50:1 je jej polynomicke vyjadrenie

$$\Phi = 0,0183 + 0,269 \cdot h - 0,380 \cdot h^2 + 1,096 \cdot h^3 - 0,194 \cdot h^4 - 0,265 \cdot h^5 + 0,0443 \cdot h^6$$

Výhodou tejto charakteristiky je presnejšia regulácia uvedených tepelných zariadení po celej dĺžke zdvihu než u charakteristiky rovnopercetnej a navyše je už v jej návrhu zakomponovaná aj jej prevádzková deformácia pri práci s nižšou autoritou (vid'. kap. 2.5.). Ostatné vlastnosti a oblasť použitia sa blížila rovnopercetnej charakteristike s tým rozdielom, že je tu kladený dôraz na schopnosť regulácie v oblasti prvých 15 až 50% zdvihu, čo zodpovedá štatisticky najčastejšej prevádzke kúrenárskych sústav v prechodnom období.

V predchádzajúcich odstavcoch boli ukázané priebehy niekoľkých najčastejšie používaných charakteristík s vyznačením vhodnosti ich použitia. Je však potrebné uvedomiť si zásadnú skutočnosť, že oveľa podstatnejšie pre dobrú funkciu ventilu je správne určenie prietokového súčiniteľa K_{vs} (nepredimenzovanie) než ideálny tvar jeho charakteristiky, pretože predimenzovaný ventil nemusí jeho charakteristika uspokojivo vykompenzovať, vid'. tiež kap. 2.5.

2.3.6. Odchýlky od priebehu charakteristiky

U sériovo vyrábaných armatúr sú normami definované povolené odchýlky od priebehu prietokovej charakteristiky, vid'. tiež kap. 2.2.6. Je definované pásmo dovolených odchýlok od

výrobcom udanej hodnoty $\Phi(h)$, ktoré je $\pm 10 \cdot \left(\frac{1}{\Phi}\right)^{0.2}$. Ďalej sú definované povolené odchýlky

sklonu prietokovej charakteristiky. Tolerančné pásmo leží medzi polovicou až dvojnásobkom sklonu priamky spájajúcej dva susedné body na prietokovej charakteristike od sklonu priamky spájajúcej tieto dva body na uvedenej krivke.

2.4. Regulačný pomer

Regulačný pomer r je definovaný ako pomer najväčšieho prietokového súčiniteľa (K_{vs}) pri plnom otvorení k najmenšiemu prietokovému súčiniteľu (najmenšiemu regulovateľnému prietoku väčšiemu ako nula).

$$r = \frac{\Phi_{\max}}{\Phi_{\min}}$$

Teoretický regulačný pomer pri ideálnej pomernej prietokovej charakteristike je daný vzťahom

$$r_{\text{teor}} = \frac{1}{\Phi_0}$$

a vychádza teda z rovnice jeho prietokovej charakteristiky. U reálneho ventilu je potom daný nielen vlastnosťami škrtiaceho orgánu v blízkosti polohy zatvorené, ale hlavne vlastnosťami jeho ovládania (pohonu). Vzhľadom k parametrom (minimálny regulačný krok) moderných pohonov býva praktický regulačný pomer viac než dvakrát vyšší ako regulačný pomer teoretický, vychádzajúci len z rovnice charakteristiky armatúry.

Vyššie uvedené napríklad jasne vypovedá o reálnosti teoretického regulačného pomeru 100:1 napr. na ventile s lineárnou charakteristikou a zdvihom 10 mm. Aj v prípade, že by regulačná charakteristika začínala priamo od nulového prietoku, potom pracovnému bodu pri $\Phi_{\min}$ zodpovedá vzdialenosť kuželky od sedla 0,1 mm, čo by zodpovedalo presnosti prestavovania pohonu cca po 0,01 mm.

Je tiež veľmi problematické dosahovať väčšie regulačné pomery pri malých K_{vs} (menších ako $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). Tu by mal byť projektant veľmi opatrný pri navrhovaní ventilov v aplikáciách, kde je potrebný väčší regulačný pomer ako 30:1. Z dôvodu určitého nutného predimenzovania K_{vs} v oblasti regulácie maximálneho prietoku (viď. deformácia prietokovej charakteristiky, kap. 2.5) často nie je regulačná sústava schopná dosiahnuť ustáleného stavu k nastaveniu minimálneho prietoku a dochádza tak k cyklovaniu regulačného ventilu v okolí polohy zatvorené. Preto sú pre oblasť takýchto malých hodnôt K_{vs} vyrábané špeciálne ventily, nazývané niekedy aj mikroventily, ktoré majú špeciálne upravený škrtiaci systém práve pre spracovanie veľmi malých prietokov.

2.5. Autorita ventilu

Autorita ventilu (býva tiež nazývaná aj ako pomerná tlaková strata ventilu, alebo v starších prameňoch vplyvnosť ventilu) v potrubnej sústave sa zavádza ako pomer dispozičného tlaku na ventile pri plnom prietoku média (pri úplne otvorenom ventile) k dispozičnému tlaku pri nulovom prietoku (pri úplne uzavretom ventile) a označuje sa "a".

$$a = \frac{\Delta p_{Q_{\max}}}{\Delta p_{Q=0}}$$

Zmena dispozičného tlaku (viď. kap. 5.1.) na ventile spôsobuje deformáciu prietokovej charakteristiky ventilu, avšak skôr je správnejšie hovoriť o prietokovej charakteristike potrubnej sústavy. Pre dobrú reguláciu prietokového množstva sa doporučuje, aby bola autorita ventilu vyššia ako 0,5, prakticky však postačuje hodnota medzi 0,3 a 0,5. Čím viac sa autorita blíži k jednej, tým viac sa prietoková charakteristika sústavy podobá ideálnej charakteristike ventilu, viď. obr. 2.2. V menej náročných aplikáciách a pri dobrej znalosti problematiky (je nutné spočítať deformáciu charakteristiky ventilu) je však možné regulovať aj pri autorite okolo 0,1, čo ale nie je možné v žiadnom prípade doporučiť ako všeobecnú zásadu pre navrhovanie regulačných armatúr.

V potrubnej sieti s tvrdým zdrojom tlaku, teda takým, kedy celkový tlakový spád na sústave je konštantný od nulového až po maximálny prietok, je pokles tlaku na ventile pri rastúcom prietoku spôsobený iba rýchlostnou stratou tlaku v potrubí, t. j. tlakovou stratou potrubia, z ktorej vyplýva dispozičný tlak pre každú armatúru. Tá je za predpokladu nepremenných prietokových prierezov sústavy a pri dobrom návrhu závislá na druhej mocnine rýchlosti prúdenia (pri rozvinutom turbulentnom prúdení).

Pre tento prípad sa potom dá jednoducho matematicky určiť závislosť dispozičného tlaku na ventile na prietoku a následne určiť potrebný prietokový súčiniteľ pre ustálenie požadovaného prietoku. Zo známej prietokovej charakteristiky je potom možné zistiť potrebné otvorenie ventilu zodpovedajúce požadovanému prietoku.

Uvedieme jednoduchý príklad:

Celkový tlakový spád na sústave je 2 bary. Celkové straty potrubnej siete pri plnom prietoku sú 1 bar. Tieto straty sú spôsobené iba pevnými nepremennými odpormi. Zároveň je celkový tlakový spád stabilný. To znamená, že dispozičný tlak na ventile je pri plnom prietoku 1 bar. Ventil má teda autoritu $a=0,5$. Plnému prietoku pri tomto tlakovom spáde zodpovedá Kv súčiniteľ ventilu 80. Je inštalovaný ventil Kvs 100. Zaujímá nás, v akej oblasti sa budeme pohybovať pri regulácii 30% výkonu prietokového množstva.

Tridsiatim percentám prietoku zodpovedá 30% rýchlosti média. Straty na pevných potrubných prvkoch sú závislé na druhej mocnine rýchlosti, teda činia $0,3^2=0,09$ násobok tlakovej straty pri plnom prietoku. To znamená, že v danom prípade činí 0,09 baru a tlakový spád na ventile je 1,91 baru.

Potrebný Kv súčiniteľ je nepriamo úmerný druhej odmocnine tlakového spádu. V tomto prípade je teda $\sqrt{1,91}=1,38$ krát menší než pri tlakovom spáde 1 bar. Potrebný Kv súčiniteľ by pri tlakovom spáde 1 bar činil $0,3 \times 80$, teda $24 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. V tejto sústave bude potrebné iba $24:1,38=17,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Tomuto Kv potom na lineárnej charakteristike ventilu s Kvs $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ zodpovedá pomerný zdvih zhruba 16%. Pri rovnopercetnej charakteristike potom zdvih zodpovedá okolo 57%. V tomto prípade sa prietoková charakteristika zmenila len nepatrne - ideálnym krivkám pri tomto prietoku zodpovedajú hodnoty zdvihu 20 a 60%.

Predstavme si ďalej, že ventil má autoritu 0,1. To potom znamená, že keď je na ventile pri plnom prietoku 1 bar tlakového spádu, na potrubí je potom 9 barov. Pri 30 percentnom prietoku sa potrubné straty zmenšia na $9 \times 0,09=0,81$ baru. Na ventil zostane tlakový spád 9,19 barov. Potrebné Kv je teda 3,03 krát menšie ako pri 1 bare (pôvodný návrh). To znamená, že regulátor na ventile nastaví hodnotu $Kv=24:3,03=7,84 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. V prípade lineárnej charakteristiky bude ventil na zhruba 6% zdvihu, pri rovnopercetnej charakteristike na 36 až 37% zdvihu. Deformácie ideálnych charakteristík sú tu ďaleko výraznejšie.

V tejto kapitole už bol spomenutý rozdiel medzi prietokovou charakteristikou ventilu a prietokovou charakteristikou sústavy. Prietoková charakteristika potrubnej sústavy je závislosť prietoku reálnou potrubnou sústavou na polohe uzáveru regulačnej armatúry. Táto závislosť v sebe zahŕňa ako prietokovú charakteristiku regulačného ventilu, tak aj vplyv tlakových strát potrubnej siete (tento vplyv je vyjadrený autoritou ventilu) aj pokles tlaku zdroja. Často sa práve na tieto vplyvy zabúda a je potom pochopiteľná tendencia zamieňať si ju s prietokovou charakteristikou samotného ventilu, čo však vedie ku sklamaniu zo zlého priebehu regulácie. To je dané konkrétnou veľkosťou autority v danom zapojení, kde sa výsledná prietoková charakteristika regulačnej armatúry (regulovaného okruhu) deformuje. Pokiaľ vynesieme tieto závislosti prietoku sústavou na zdvihu ventilu do grafu, získame reálnu prietokovú charakteristiku tejto potrubnej sústavy, viď. obr. 2.3, 2.4 a 2.5, pričom odvodenie vplyvu autority na deformáciu prietokovej charakteristiky sústavy je uvedené v nasledujúcej kapitole.

Stručne zhrnuté, autorita ventilu popisuje z hydraulického hľadiska celý regulačný okruh. Ak teda poznáme autoritu známeho ventilu pri danom prietoku, sme schopní dopočítať tlakové straty zostatku celého okruhu aj pri rôznych prevádzkových stavoch. Na tejto skutočnosti sú tiež založené metódy pre počítačové vyvažovanie potrubných sietí.

2.5.1. Vplyv autority na deformáciu prietokovej charakteristiky sústavy

Príklady deformácie ideálnych prietokových charakteristík (lineárna, parabolická, rovnopercetná) pri rôznych autoritách ventilu sú znázornené na obr. 2.3, 2.4 a 2.5. Jednoduché odvodenie vplyvu autority ventilu na deformáciu prietokovej krivky celej vetvy sa dá vykonať na príklade potrubnej sústavy s jedným potrubným prvkom č.1 s premenlivým prietokovým súčiniteľom (regulačný ventil, Kv1) a celý zvyšok vetvy sa dá charakterizovať ako potrubný prvok č. 2 s pevným prietokovým súčiniteľom Kv2. Celá sústava je zaťažaná diferenčným tlakom Δp_c .

Pre prietok touto vetvou platí $Q_c=Q_1=Q_2$, autorita $a=\Delta p_1 / (\Delta p_1+\Delta p_2)$ - platí len pre plne otvorený ventil 1, teda $K_{v1}=K_{v1max}=K_{vs1}$. Tlaková strata na regulačnom ventile je potom $\Delta p_1 = a \cdot (\Delta p_1 + \Delta p_2)$.

Uvedenú rovnicu vyjadríme pomocou vzťahu medzi objemovým prietokom a K_v ventilu:

$$K_v = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{\Delta p}} \quad \text{z čoho } \Delta p = N \cdot (Q/K_v)^2, \text{ kde } N = 10000/\rho_1$$

$$N \cdot \left(\frac{Q}{K_{vs1}} \right)^2 = a \cdot N \cdot \left(\frac{Q}{K_{vs1}} \right)^2 + a \cdot N \cdot \left(\frac{Q}{K_{v2}} \right)^2$$

$$\left(\frac{1}{K_{vs1}} \right)^2 = a \cdot \left[\left(\frac{1}{K_{vs1}} \right)^2 + \left(\frac{1}{K_{v2}} \right)^2 \right] \quad \text{z čoho po úprave dostaneme}$$

$$K_{v2}^2 = \frac{a}{1-a} \cdot K_{vs}^2$$

Pre celkový prietokový súčiniteľ sústavy K_{vc} platí

$$\frac{1}{K_{vc}^2} = \frac{1}{K_{v1}^2} + \frac{1}{K_{v2}^2} \quad \text{alebo} \quad K_{vc} = \sqrt{\frac{K_{v1}^2 \cdot K_{v2}^2}{K_{v1}^2 + K_{v2}^2}}$$

$$K_{vc} = \sqrt{\frac{K_{v1}^2 \cdot \left(\frac{a}{1-a} \right) \cdot K_{vs}^2}{K_{v1}^2 + \left(\frac{a}{1-a} \right) \cdot K_{vs}^2}}$$

Po zavedení bezrozmerného prietokového súčiniteľa $\Phi = \frac{K_v}{K_{vs}}$ dostaneme

$$K_{vc} = \sqrt{\frac{\Phi_1^2 \cdot \left(\frac{a}{1-a} \right) \cdot K_{vs}^2}{\Phi_1^2 + \left(\frac{a}{1-a} \right)}}$$

a po úprave

$$K_{vc} = K_{vs} \cdot \sqrt{\frac{a}{1-a + \frac{a}{\Phi_1^2}}}$$

Maximálne K_{vc} nastane pre plne otvorený ventil, teda $\Phi_1=1$, z čoho po dosadení dostaneme

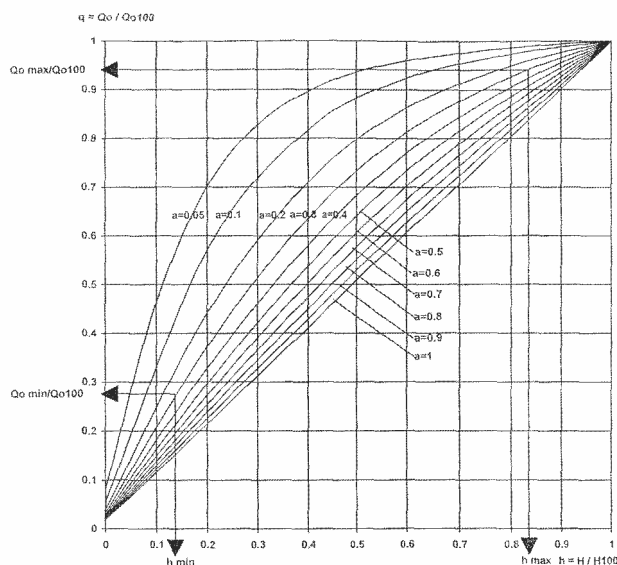
$$K_{vc_{max}} = K_{vs} \cdot \sqrt{a}$$

Nás ale zaujíma bezrozmerná prietoková charakteristika sústavy $\Phi_c = \frac{K_{vc}}{K_{vc_{max}}}$

takže po vydelení $K_{vc}/K_{vc_{max}}$ dostávame konečný vzťah pre prietokovú charakteristiku sústavy (deformáciu charakteristiky ventilu) v závislosti na zdvihu ventilu h a autorite a :

$$\Phi_c(h, a) = \sqrt{\frac{1}{1 + a \cdot \left(\frac{1}{\Phi(h)^2} - 1 \right)}}$$

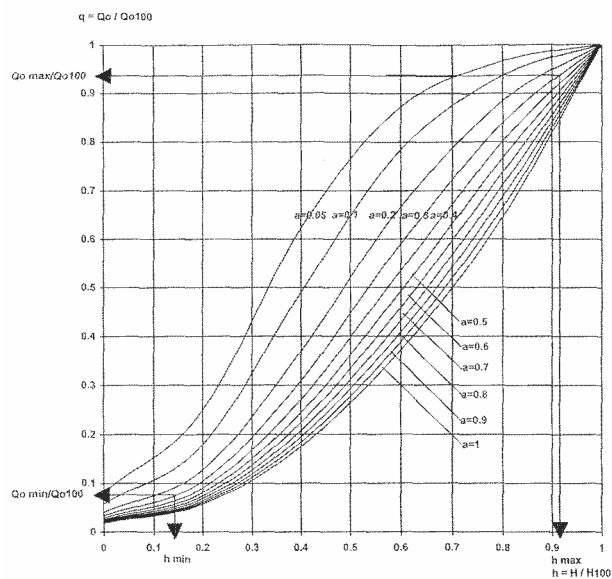
Pokiaľ do predchádzajúceho vzťahu dosadíme rovnicu konkrétnej charakteristiky ventilu, dostávame nasledujúce vzťahy a ich grafický priebeh podľa obr. 2.3, 2.4 a 2.5.



Obr. 2.3. Deformácia lineárnej prietokovej charakteristiky ventilu

Nasledujúci vzťah predstavuje rovnicu pomerného prietoku pre ventil s lineárnou charakteristikou v závislosti na autorite a a jeho pomernom zdvihu:

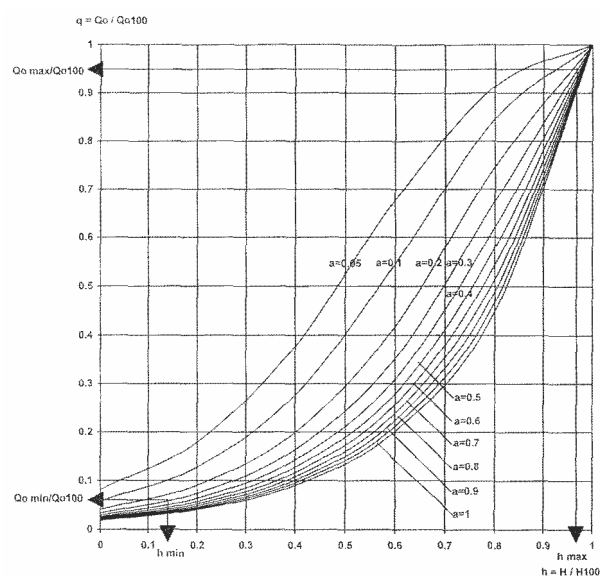
$$\Phi_c = \sqrt{\frac{1}{1 + a \cdot \left(\frac{1}{\left(0,0183 + 0,9817 \cdot \left(\frac{H}{H_{100}} \right) \right)^2} - 1 \right)}}$$



Obr. 2.4. Deformácia parabolickej prietokovej charakteristiky ventilu

Rovnica pomerného prietoku pre ventil s parabolickou charakteristikou v závislosti na autorite a jeho pomernom zdvihu:

$$\Phi_c = \sqrt{\frac{1}{1 + a \cdot \left(\frac{1}{\left(0,0183 + 0,9817 \cdot \left(\frac{H}{H_{100}} \right)^2 \right)^2} - 1 \right)}}$$



Obr. 2.5. Deformácia rovnopercetnej prietokovej charakteristiky ventilu

Rovnica pomerného prietoku pre ventil s rovnopercntnou charakteristikou v závislosti na autorite a jeho pomernom zdvihu je potom nasledujúca:

$$\Phi_c = \frac{1}{\sqrt{1 + a \cdot \frac{1}{\left(0,0183 \cdot e^{\left(\frac{4 \cdot H}{H_{100}}\right)^2} - 1\right)}}}$$

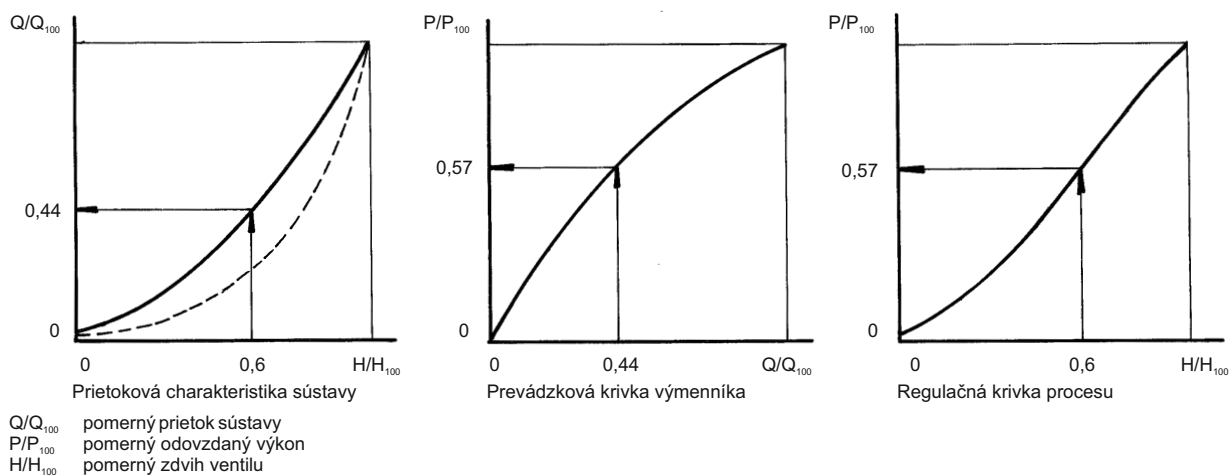
2.6. Regulačná charakteristika procesu

V predchádzajúcich odstavcoch bola spomenutá prietoková charakteristika ventilu, ale iba z regulačného hľadiska (z pohľadu regulácie procesu) nás závislosť prietoku média na zdvihu ventilu vôbec nezaujíma. Nás zaujíma práve závislosť regulovanej veličiny na výstupe regulátora, potom sa ale musíme pozrieť ešte ďalej.

Máme prietokovú charakteristiku ventilu. Zdvih ventilu je lineárne závislý na výstupe z regulátora. Máme prietokovú charakteristiku sústavy. Ďalej máme ešte závislosť regulovanej veličiny na prietoku média sústavou - prevádzkovú krivku výmenníka, alebo iného zariadenia.

Súčtom prevádzkovej krivky (napr. výmenníka tepla) a regulačnej charakteristiky potrubnej sústavy potom dostávame závislosť regulovanej veličiny na zdvihu ventilu, vid'. obr. 2.6, teda v prípade lineárnej väzby aj závislosť regulovanej veličiny na výstupe z regulátora - regulačnú charakteristiku procesu.

Pre dobrú reguláciu je dôležité, aby sa výsledná regulačná krivka v celom regulačnom pásme pokiaľ možno čo najviac priblížila priamke. Dôvodom je to, aby rovnaké zmeny (prírastky alebo úbytky) výkonu boli dosahované pokiaľ možno rovnakými zmenami zdvihu regulačnej armatúry kdekoľvek v celom rozsahu zdvihu, čo významne prispieva ku stabilite regulácie. Práve na túto skutočnosť má priamy vplyv charakteristika ventilu, kde vhodne volená charakteristika regulačnej armatúry môže výrazne vylepšiť (a naopak) kvalitu aj stabilitu regulačného procesu.



Obr. 2.6. Regulačná charakteristika procesu

Na obr. 2.6 je v ľavej časti čiarkovaným priebehom vyznačená ideálna prietoková charakteristika regulačného ventilu a plným priebehom jeho deformovaná krivka (prietoková charakteristika alebo krivka sústavy). Tu je práve veľmi dôležité si uvedomiť, že závislosť prietoku média je určená práve prietokovou charakteristikou celej potrubnej sústavy (vplyv autority), nie iba charakteristikou ventilu (viď. kap. 2.5. a 2.5.1.), a preto je prakticky nemožné korektne navrhnúť regulačný ventil bez aspoň minimálnych znalostí súvisiacich vplyvov (hlavne autority, ktorá z hydraulického hľadiska popisuje celý regulovaný okruh).

2.6.1. Súčiniteľ prenosu sústavy

Súčiniteľ prenosu (zosilnenie) sústavy, je definovaný vzťahom

$$K_s = \frac{dQ}{dh} = \operatorname{tg} \alpha$$

kde

dQ je zmena výkonu zodpovedajúca zmene zdvihu dh

dh je zmena zdvihu zodpovedajúca zmene výkonu dQ

α je smernica dotyčnice bodu na regulačnej charakteristike sústavy

a vyjadruje pomernú závislosť zmeny výkonovej odozvy zariadenia na zmene zdvihu regulačnej armatúry. Prakticky teda ide o pokračovanie obr. 2.6, kde je výsledná regulačná charakteristika procesu prevedená na tangentu jednotlivých bodov na regulačnej charakteristike sústavy, viď. ďalej kap. 3.5.1.

Zosilnenie sústavy dáva dobrý prehľad o jej praktickej regulovateľnosti, resp. grafický priebeh zosilnenia dáva konečnú odpoveď na regulovateľnosť sústavy v celom priebehu zdvihu armatúry. Ako bolo uvedené vyššie, regulačná charakteristika sústavy by mala byť najlepšie lineárna, čo potom znamená, že koeficient prenosu (zosilnenia) sústavy bude pri $\alpha=45^\circ$ rovný jednej ($\operatorname{tg} \alpha=1$).

2.7. Výpočet K_v hodnoty

2.7.1. Nestlačiteľné tekutiny

Prietokový, ev. stratový súčiniteľ ventilu sú definované a merané ako objemový prietok vody za presne definovaných podmienok. Pre súčiniteľ K_v ako objemový prietok vody o teplote 15°C ventilom pri tlakovom spáde 1 bar (100 kPa), za podmienky presne definovaného umiestnenia odberu tlaku, pri zachovaní rozvinutého turbulentného prúdenia ($Re > 10\,000$) a pri dostatočnej vzdialenosti podmienok merania od možnosti vzniku kavitácie.

V praxi je potom možné pomocou tohto súčiniteľa určiť prietok kvapalného média ventilom pri zachovaní týchto vyššie uvedených podmienok. Teda pri znalosti okamžitého statického tlaku pred a za ventilom - prakticky na vstupe a výstupe do a z ventilu, pri zachovaní rozvinutého turbulentného prúdenia a pri dostatočnom statickom tlaku za ventilom vyššom než tlak sýtych pár daného média a samozrejme pri znalosti vlastností média (aspoň hustota). Trochu zložitejšie a menej presne je možné počítať prietok ventilom aj pri vzniku kavitácie, ev. pri $Re < 10\,000$, ale bližšie vysvetlenie tejto problematiky už presahuje rámec tejto kapitoly a pravdepodobne aj potreby technickej praxe. V rámci predošlých podmienok potom platia vzorce uvedené v nasledujúcej tab. 2.1. Prúdenie pri Re menšom ako 10 000, kavitácia aj odparovanie spôsobujú všeobecne zníženie hodnôt prietoku oproti týmto vzorcom:

$Q =$	$S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}}$	$A_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}}$	$N \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}}$
$Q_m =$	$S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_1}$	$A_v \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_1}$	$N \cdot K_v \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_1}$

Tab. 2.1. Výpočtové vzťahy pre prietok nestlačiteľných tekutín

kde $N = \frac{1}{36000}$ [m³.h] a veličiny podľa tab. 2.1 sú uvedené v jednotkách

Q - objemový prietok [m³.s⁻¹]
Q_m - hmotnostný prietok [kg.s⁻¹]
Δp - tlaková strata [Pa]
ρ - objemová hmotnosť (hustota) [kg.m⁻³]

V technickej praxi sa však častejšie používajú vzorce v tvare

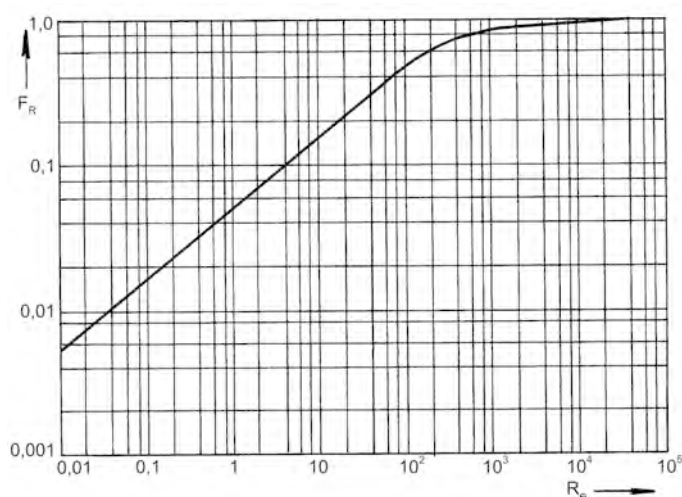
$$Q = 100 \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}} \quad \text{alebo} \quad K_v = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{\Delta p}}$$

$$Q_m = 100 \cdot K_v \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_1} \quad \text{alebo} \quad K_v = \frac{1}{100} \cdot \frac{Q_m}{\sqrt{\Delta p \cdot \rho_1}}$$

kde sú veličiny uvedené v jednotkách

Q - objemový prietok [m³.h⁻¹]
Q_m - hmotnostný prietok [kg.h⁻¹]
Δp - tlaková strata [MPa]
ρ - objemová hmotnosť (hustota) [kg.m⁻³]

Vplyv Reynoldsovho čísla je možné potom kompenzovať súčiniteľom F_R, ktorý odčítame z obr. 2.7.



Obr. 2.7. Kompenzačný súčiniteľ F_R

Objemový prietok ventilom potom vypočítame ako $Q_R = F_R \cdot Q$, hmotnostný prietok ventilom $Q_{mR} = F_R \cdot Q_m$, kde Q a Q_m sú hodnoty prietokov spočítané podľa vzorcov v tab. 2.1.

Vplyv zníženia prietoku vplyvom kavitácie ani odparovania už tak jednoducho nie je možné previesť. Okrem toho ide o oblasti prietoku, ktoré enormne namáhajú regulačný systém ventilu aj celý ventil a pre tieto použitia sú prípustné iba špeciálne, pre tento účel konštruované a navrhované ventily.

2.7.2. Stlačiteľné tekutiny

Vzorce pre výpočet prietoku stlačiteľného média regulačným ventilom vychádzajú opäť z rovnakých vzťahov ako pre prietok nestlačiteľných kvapalín, teda z Bernoulliho rovnice a rovnice kontinuity. Správanie sa stlačiteľného média je rešpektované zavedením stavovej rovnice reálneho plynu v tvare

$$p \cdot V = Z \cdot n \cdot R \cdot T$$

kde

p	je absolútny tlak plynu	[Pa]
V	objem plynu	[m ³]
n	látkové množstvo	[mol]
Z	súčiniteľ kompresibility	[1]
R	molová plynová konštanta	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
T	absolútna teplota plynu	[K]

Objem plynu vyjadríme pomocou hustoty ako $V = \frac{m}{\rho}$, kde m je hmotnosť plynu [kg].

Potom
$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{1}{Z}$$

a dosadením do rovnice pre hmotnostný prietok (2) dostaneme

$$Q_m = Y \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{x \cdot M}{R \cdot T_1 \cdot Z}}$$

kde

Y	je expanzný súčiniteľ	[1]
x	pomerný tlakový spád	
index 1	udáva hodnotu veličiny na vstupe do ventilu	

Ak chceme spočítať objemový prietok pri normálnych podmienkach Q_n , použijeme vzťah

$$Q_n = \frac{Q_m}{\rho_n} \quad \text{kde} \quad \rho_n = \frac{p_n \cdot M}{R \cdot T_n}$$

kde

ρ_n	je hustota plynu za normálneho stavu	[kg.m ⁻³]
p_n	absolútny tlak plynu za normálneho stavu	$p_n = 101\,325 \text{ Pa}$
T_n	absolútna teplota plynu za normálneho stavu	$T_n = 273 \text{ K}$

Potom
$$Q_n = \frac{T_n}{p_n} \cdot \sqrt{R} \cdot Y \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{x}{M \cdot T_1 \cdot Z}}$$

Tieto dva vzťahy sú dané ako základné pre výpočet prietoku stlačiteľných tekutín podľa IEC 534-2-2, 1980. Použitím prepočtových vzťahov je možné získať obdobné vzťahy pre K_v , A_v a C_v .

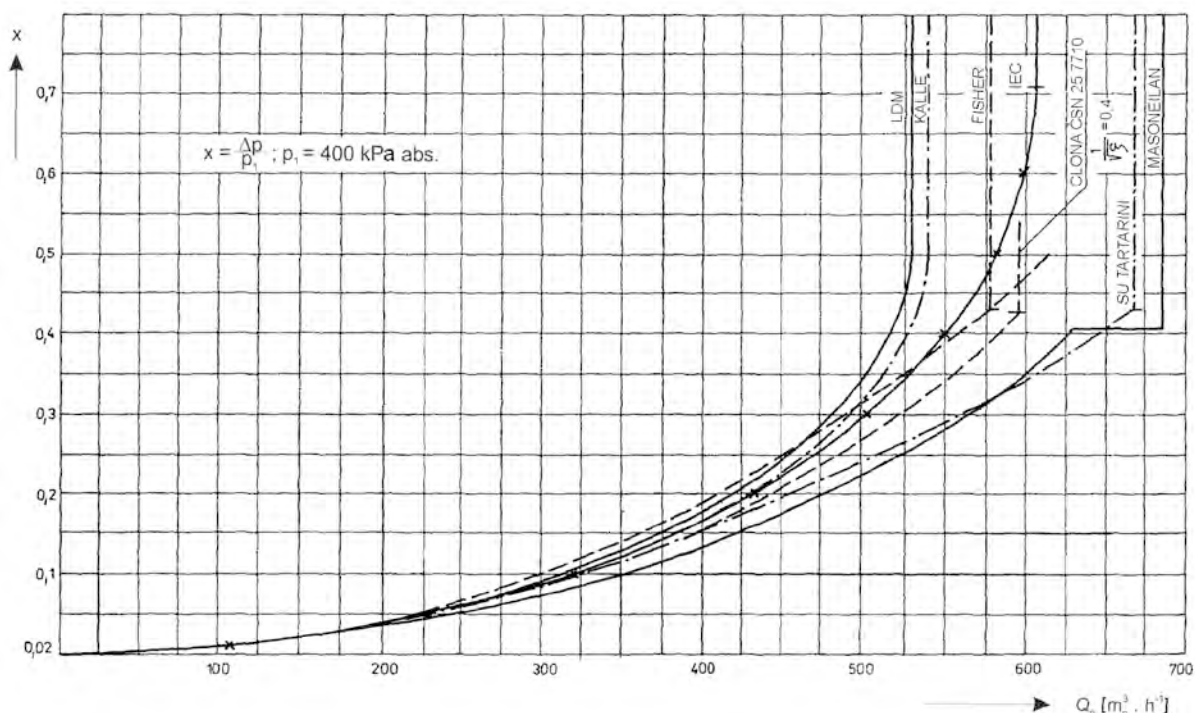
Najväčším problémom je určenie expanzného súčiniteľa Y , kde sa prejavuje obtiažne kvantifikovateľný vplyv ďalších činiteľov (pomer najmenšieho prietokového prierezu a prierezu vstupu do ventilu, tvar prietokových kanálov, pomerný tlakový spád, Reynoldsovo číslo, izoentropický exponent). Preto sa v technickej praxi používajú zjednodušené vzťahy uvedené v nasledujúcej tab. 2.2. Tieto vzťahy veľmi dobre súhlasia s výpočtom podľa IEC pre podkritické tlakové pomery, odchýlky je potom možné zistiť v oblasti kritického až nadkritického prúdenia. Výsledky analýzy vzťahov používaných rôznymi výrobcami regulačných ventilov vykonaných pre medzinárodnú normalizačnú komisiu IEC pre modelový prípad (priamy ventil DN 25, tvarovaná kuželka, $Kvs=10$, suchý vzduch, $p_1=400$ kPa, 293 K, kritický prietok) sú vidieť na obr. 2.8. Uvedené výpočtové vzťahy zodpovedajú aj metodike výpočtov firmy LDM.

		Podkritický tlakový spád $\Delta p < \frac{p_1}{2}$	Nadkritický tlakový spád $\Delta p \geq \frac{p_1}{2}$
Plyn	$K_v =$	$\frac{Q_n}{5141} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T_1}{\Delta p \cdot p_2}}$	$\frac{2 \cdot Q_n}{5141 \cdot p_1} \cdot \sqrt{\rho_n \cdot T_1}$
Prehriata para	$K_v =$	$\frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{v_2}{\Delta p}}$	$\frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot v}{p_1}}$
Sýta a mokrá para	$K_v =$	$\frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{v_2 \cdot x}{\Delta p}}$	$\frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot v \cdot x}{p_1}}$

Tab.2.2. Zjednodušené vzťahy pre prietok stlačitelných tekutín ventilom

Je však nutné upozorniť, že vzťahy uvedené v tab. 2.2 platia pri použití nasledujúcich jednotiek:

značka	názov	jednotka
K_v	prietokový súčiniteľ	$m^3 \cdot h^{-1}$
p_1	absolútny tlak pred regulačným ventilom	MPa
p_2	absolútny tlak za regulačným ventilom	MPa
Δp	tlakový spád na ventile ($= p_1 - p_2$)	MPa
Q	objemový prietok za prevádzkového stavu p_1, T_1	$m^3 \cdot h^{-1}$
Q_a	objemový prietok za normálneho stavu (273 K, 0,101 MPa)	$m^3 \cdot h^{-1}$
Q_m	hmotnostný prietok za prevádzkového stavu p_1, T_1	$kg \cdot h^{-1}$
T_1	absolútna teplota na vstupe do ventilu	K
v	merný objem pary pri teplote T_1 a tlaku $p_1/2$	$m^3 \cdot kg^{-1}$
v_2	merný objem pary pri teplote T_1 a tlaku p_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$
x	pomerný hmotnostný obsah sýtej pary v mokrej pare	1
ρ_a	hustota plynu za normálneho stavu	$kg \cdot m^{-3}$



Obr. 2.8. Konfrontácia výsledkov výpočtov prietoku stlačiteľných tekutín regulačným ventilom

V prípade výpočtov stlačiteľných médií, ktorých stav sa približuje hranici skvapalnenia (sýta a mokrá para a pod.), je vhodnejšie použiť výpočtové programy vytvorené pre tento účel. Tiež je potrebné byť opatrný pri výpočtoch ventilov na vysoké tlakové spády - napr. vysoko prehriata para, kedy sa používajú viacstupňové redukcie tlaku. Potom je nutné vedieť, pre aké médium a na aké parametre je určené Kvs ventilu. Preto je lepšie špecifikáciu ventilu v týchto prípadoch ponechať na výrobcovi.

2.8. Kavitácia

Kavitácia je jav, kedy v kvapaline rázovo vznikajú a zanikajú parné bublinky, tento jav sa v regulačných ventiloch objavuje pri škrtení vplyvom miestneho poklesu tlaku. Tento stav výrazne znižuje životnosť exponovaných súčastí a je sprevádzaný hlukom a vibráciami, pričom kavitácia pri ventiloch vzniká vtedy, keď sa statický tlak média dostane pri prietoku ventilom pod hodnotu parciálneho tlaku sýtych pár média. Býva to pravidelne v oblasti najužšieho prierezu, kde má prúdenie najvyššiu rýchlosť. Podrobnejšie je o vzniku a účinkoch kavitácie popísané v kap. 6 a jej podkapitolách o jednotlivých typoch regulačných kužieliek, tu sa obmedzíme iba na kontrolu vzniku kavitácie, ktorá by mala byť v prípade pochybností súčasťou návrhu každej regulačnej armatúry.

Pri regulačných ventiloch s jednostupňovou redukciou (prakticky každý prípad v komerčnej oblasti vykurovania a chladenia) sa kavitácia môže rozvinúť v prípade, ak je splnená podmienka

$$(p_1 - p_2) \geq 0,6 \cdot (p_1 - p_s)$$

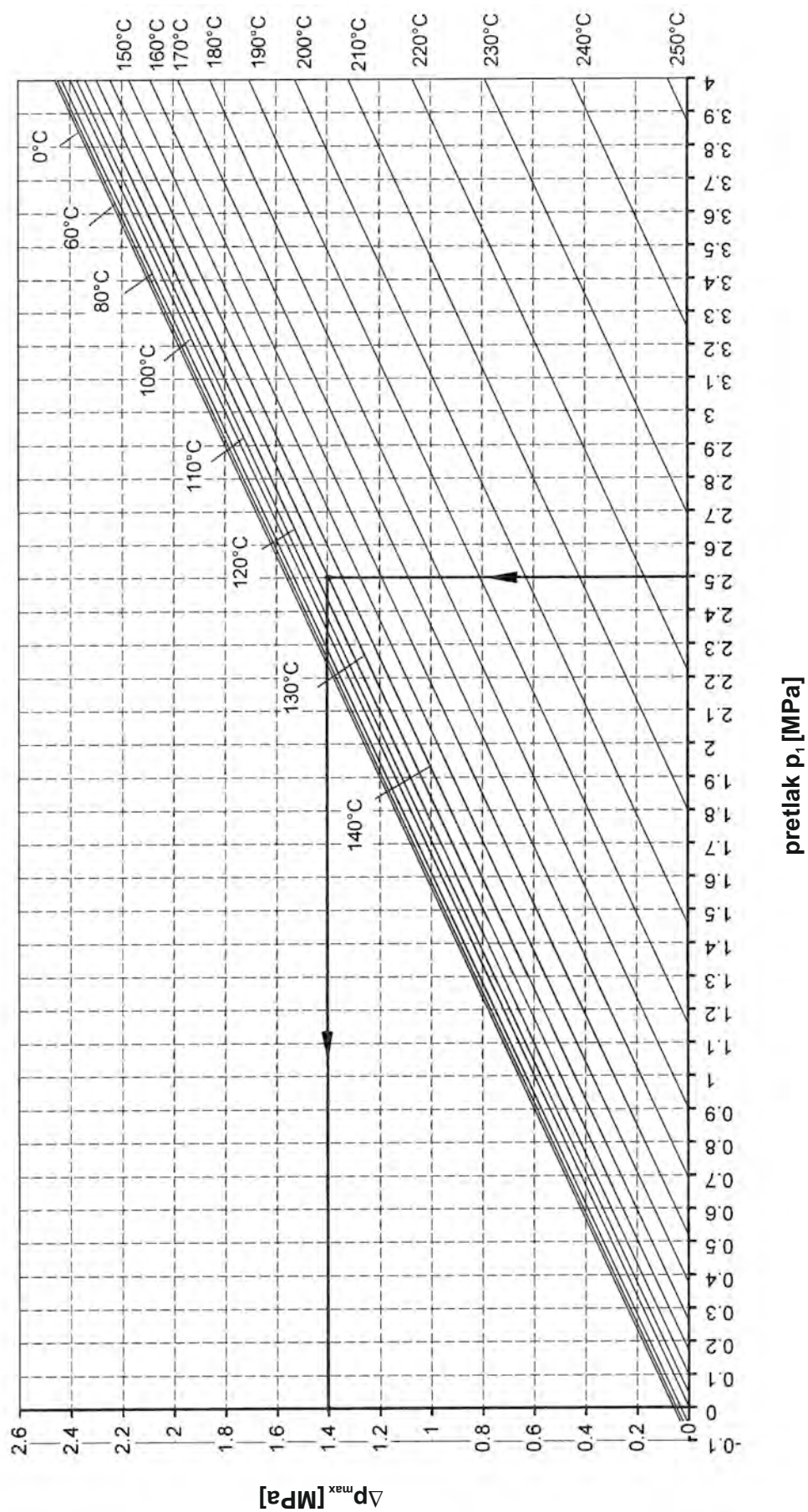
kde

p_1	je vstupný pretlak	[MPa]
p_2	je tlak za ventilom	[MPa]
p_s	je tlak sýtych pár média pri konkrétnej teplote	[MPa]

V prípade pravdepodobnosti vzniku rozvinutej kavitácie je nutné voliť pri regulačných ventiloch škrtiaci systém so zvýšenou odolnosťou proti jej účinkom, tzn. použiť dierovanú kuželku alebo kuželku a sedlo s návarom tesniacich plôch z tvrdokovu (stelit). Taktiež je možné navrhnuť viacstupňovú redukciu, viac-menej použitie takýchto ventilov už potom spadá skôr do oblasti teplárenských zdrojov a energetiky.

K rýchlej kontrole vzniku kavitácie u regulačných ventilov s jednostupňovou redukciou je možné použiť diagram uvedený na obr. 2.9, kde $\Delta p_{\max}$ je maximálnym povoleným tlakovým spádom z hľadiska kavitácie pri daných podmienkach.

Závislosť $\Delta p_{\max}$ na vstupnom pretlaku p_1 a na teplote vody pri vzniku kavitácie



Obr. 2.9. Diagram závislosti vzniku kavitácie

2.9. Návrh regulačných ventilov

Pri návrhu ventilu je potrebné prejsť všetky základné charakteristiky a vlastnosti ventilu. To sa týka základných otázok voľby materiálu telesa, voľby materiálu upchávky a určenia jeho menovitého tlaku a pripojovacích rozmerov. Tieto základné voľby sú rovnaké ako pri bežných uzatváracích ventiloch.

Pri regulačných armatúrach navyše nasleduje voľba vhodného škrtiaceho systému vzhľadom k spracovávanému tlakovému spádu a ďalším podmienkam prietoku média ventilom (kavitácia, odparovanie média, abrazívne súčasti, prúdenie stlačiteľných médií pri nadkritickom tlakovom spáde a pod.) a takisto typ pohonu, ktorý tiež určuje prevedenie ventilu (tlakovo vyvážený - tlakovo nevyvážený, priamy - reverzný). Tieto aspekty môžeme zahrnúť medzi hlavné kritériá výberu konštrukčného prevedenia ventilu.

Pokiaľ máme hotový tento základný výber, môžeme sa venovať návrhu regulačných vlastností ventilu.

Základnou funkciou regulačnej armatúry je regulovať prietok alebo tlakovú stratu v potrubnej sústave na žiadanú hodnotu. K tomu má regulačná armatúra k dispozícii iba jedinú vlastnosť - premenlivý prietokový súčiniteľ. Regulačná armatúra v zaregulovanej sústave nemá v skutočnosti hodnotu prietokového súčiniteľa K_{vs} , na ktorý bola navrhovaná, ale vykazuje takú okamžitú hodnotu prietokového, alebo stratového súčiniteľa, akú nastavil regulátor pre dosiahnutie požadovanej regulovanej hodnoty. To znamená, že v konkrétnom okamihu leží hodnota prietokového súčiniteľa medzi nulou (poloha zatvorené) a menovitou hodnotou (úplné otvorenie). To, aká plynulá a jemná je táto regulácia, je dané polohou pracovného bodu na regulačnej charakteristike riadeného procesu a je teda, ako bolo uvedené vyššie, do značnej miery ovplyvnená okamžitou polohou pracovného bodu na prietokovej charakteristike regulačnej armatúry a celej sústavy (významný vplyv autority).

Prevádzková krivka spotrebiča pretekajúceho média, teda závislosť regulovanej veličiny na prietoku média spotrebičom určuje polohu pracovného bodu na prietokovej charakteristike sústavy. V prípade, že neexistujú exaktné závislosti, je vhodné určiť minimálne tri základné prevádzkové stavy - pri maximálnom, nominálnom a minimálnom prietoku média.

Hydraulické tlakové straty celého potrubného okruhu odpočítané od okamžitého dostupného rozdielu tlaku na zdroji určujú pri danom odbere dispozičný tlak na regulačnom ventile, ktorý bude týmto ventilom spracovaný. Je treba podotknúť, že hydraulická strata potrubného systému nie je konštantná, ale je kvadraticky závislá na prietoku média týmto systémom. Súčasne je treba mať na zreteli, že ani charakteristika zdroja nie je konštantná, ale vďaka vnútornému odporu zdroja klesá dostupný tlakový rozdiel na zdroji (výtláčná výška čerpadla a pod.). Preto je potrebné určovať dispozičný tlak Δp na regulačnom ventile veľmi svedomite, aby skreslením tejto hodnoty neprišlo následne k návrhu zlej hodnoty K_{vs} .

Pri každom z týchto stavov bude takmer s istotou k dispozícii iný tlakový rozdiel na ventile. Pre každý tento stav preto musíme zvlášť spočítať K_v súčiniteľ ventilu. Až po dôkladnom zvážení všetkých výsledkov týchto výpočtov môžeme zvoliť K_{vs} súčiniteľ ventilu. Mali by sme sa však predovšetkým zaoberať nasledujúcimi otázkami:

- Je skutočne potrebný spočítaný maximálny prietok ventilom?
- Musíme pri tomto stave ešte regulovať (požadovať eventuálne zvýšenie prietoku v závislosti na iných regulačných parametroch)?
- Čo sa stane, keď tento prietok nebude možné dosiahnuť?
- Kde leží pracovný bod (zdvih pri zvolenej charakteristike) ventilu pri regulácii menovitého prietoku?
- Kde leží pracovný bod pri regulácii minimálneho množstva?
- Je reálne regulovať jedným ventilom maximálny aj minimálny prietok?
- Čo sa stane, keď nebudem schopný minimálne množstvo regulovať?
- Čo je horšie, nedosiahnutie maximálneho, alebo minimálneho prietoku?

Napriek tomu, že predchádzajúce otázky môžu zniet' skúseným projektantom samozrejme, predsa sa vyplatí si ich vždy položiť, pretože v sebe obsahujú nielen návrh pri menovitých podmienkach, ale hlavne reálny prevádzkový stav pri čiastočnom zaťažení, ktorý práve v praxi spôsobuje problémy s kvalitou regulácie hlavne u tepelných zariadení.

Po skutočne serióznom zamyslení sa nad predchádzajúcimi otázkami by mala byť až potom zvolená hodnota K_{vs} . V prípade, že je skutočne potrebné dosiahnuť maximálny prietok, mala by byť vyššia ako K_v . Preto sa doporučuje navýšenie tejto hodnoty o 25 až 30 %. Toto navýšenie v sebe zahŕňa možnú mínusovú odchýlku maximálnej K_v hodnoty od K_{vs} (-10%), tak aj deformáciu prietokovej charakteristiky (hydraulické straty a pokles tlaku zdroja, zanesenie filtra, autorita ventilu). Navýšenie hodnoty K_{vs} je tiež nutné hlavne v prípadoch technologických procesov, kde býva požadovaná určitá preťažiteľnosť zariadení.

V reálnej praxi vo vykurovaní sa naopak doporučuje väčšinou voliť K_{vs} hodnotu najbližšiu nižšiu. Dôvod je ten, že sa často nerobia kompletne tepelné ani hydraulické výpočty a tlakové a prietokové pomery sa bohužiaľ iba odhadujú, pričom sa v týchto odhadoch prejavujú tendencie istenia sa. Ak uvažujeme, že prvé predimenzovanie vykurovacej sústavy začína už pri výpočte tepelných strát, pokračuje voľbou vykurovacej plochy, potrubnej siete až k zdroju tepla, nie je prekvapením, že percento predimenzovaných vykurovacích sústav býva veľké. Navyše väčší vplyv na zmenu výkonu má teplota prívodu, resp. teplotný spád než prietok. Preto je istenie sa pri návrhu z hľadiska dosiahnutia prietoku v aplikáciách pre vykurovanie zbytočné.

Po voľbe K_{vs} je žiadúce skontrolovať regulačný rozsah ventilu. Pokiaľ sa pomer

$$\frac{K_{vs}}{K_{v \min}}$$

blíži, alebo dokonca prevyšuje hodnotu teoretického regulačného pomeru ventilu, je potrebné sa zamyslieť nad možnosťou, ako sa vyhnúť problémom s reguláciou minimálneho množstva. Najprv je vhodné zistiť, či nie je možné zvýšiť autoritu ventilu. To je možné buď navýšením tlaku zdroja v oblasti plného výkonu, alebo znížením hydraulických strát na potrubnej trase. Pokiaľ táto možnosť neexistuje, je možné buď použiť kvalitnejší ventil s vyšším regulačným pomerom (pokiaľ taký existuje), alebo riešiť reguláciu minimálneho množstva menším, paralelne k hlavnému ventilu pripojeným ventilom (paralelne radené ventily) vid'. kapitola 2.9.4.

Kritériá pre voľbu prietokovej charakteristiky boli už spomenuté skôr. Prvoradá je snaha, aby regulácia pracovala dobre a v celom rozsahu. Inými slovami to znamená, aby sa regulačná charakteristika celého riadeného procesu blížila k ideálnej lineárnej závislosti. V prípade, že tejto požiadavke nie je možné vyhovieť, je potrebné zvážiť, na ktorý prevádzkový stav sú kladené vyššie nároky a ktorý je prvoradý. Lineárna charakteristika lepšie vyhovuje v oblasti vyšších pomerných prietokov a pri vysokej autorite ventilu, rovnopercntná charakteristika naopak veľmi dobre poslúži pri dôraze na dobrú citlivosť regulácie pri malých pomerných prietokoch a pri nižšej autorite ventilu. Parabolická závislosť je kompromisom medzi oboma uvedenými charakteristikami. Charakteristika LDMspline® je potom optimalizovaným variantom (priebeh zodpovedá štatisticky najčastejšej charakteristike výmenníkov tepla voda - voda) odvodeným z rovnopercntnej charakteristiky s tým rozdielom, že v sebe obsahuje deformáciu prietokovej krivky a oproti rovnopercntnej charakteristike má vyššiu citlivosť na začiatku a na konci zdvihu.

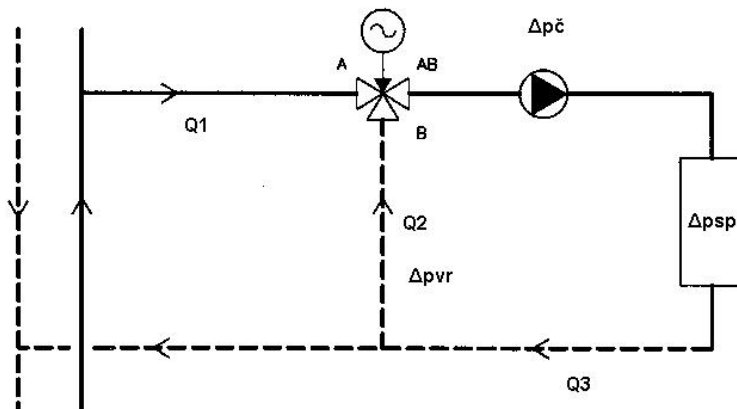
2.9.1. Špecifiká návrhu trojcestného regulačného ventilu

Trojcestné regulačné ventily sú v súčasnej dobe obľúbeným prvkom pri riešení regulačných uzlov. Sú využívané pre svoju schopnosť zmiešavať (alebo rozdeľovať) teplotonosnú látku v potrebnom pomere pre dosiahnutie požadovanej teploty. Trojcestné armatúry sú obvykle na svojich vstupoch (portoch) označované písmenami, vstup primárnej vody (prívodu) je označovaný písmenom A, skrat (vratná vetva, spiatočka) písmenom B a pre spoločný výstup (trvale otvorený) slúži označenie AB. Pre dobrú a bezproblémovú zmiešavaciu funkciu by vstupy A a B nemali byť zaťažené rozdielnym diferenčným tlakom. V opačnom prípade je možné očakávať problémy s možným obrátením prúdenia vo vstupe B za určitých prevádzkových stavov a tým čiastočne alebo aj úplne strate zmiešavacej funkcie.

Trojcestné regulačné ventily sú využívané ako pre možnosť zmiešavania, tak aj pre svoju schopnosť pracovať ako rozdeľovacie, pokiaľ sú pre túto funkciu konštruované (táto možnosť však musí byť výslovne uvedená v projektových podkladoch konkrétneho výrobcu).

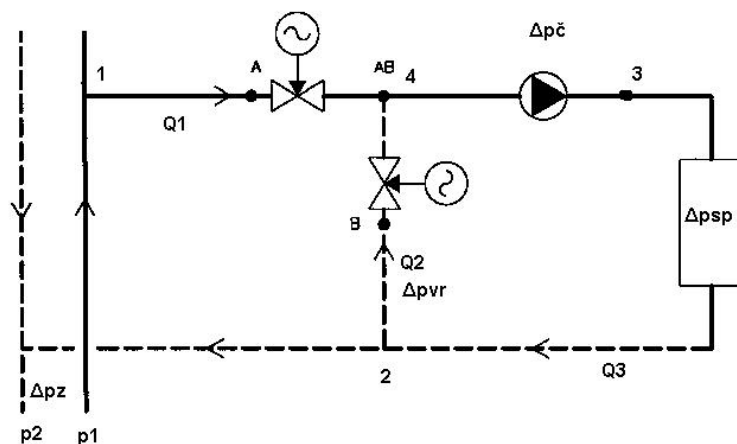
Návrh trojcestného regulačného ventilu sa vzhľadom k vyššie uvedenému vyznačuje určitými špecifikami, hlavne tam, kde technologické zapojenie počíta so zaťažením vstupu A a diferenčným tlakom.

V ďalšej časti si ukážeme spôsob návrhu a výpočtu trojcestného ventilu v zapojení podľa obr. 2.10, ktoré je často využívané pre svoju (zdanlivú) jednoduchosť u tlakovo závislých pripojení.



Obr. 2.10. Trojcestný zmiešavací ventil zaťažený diferenčným tlakom

Trojcestný regulačný ventil je pre potreby odvodenia jeho prevádzkového chovania možné nahradiť dvoma regulačnými ventilmi, ktoré majú rovnaké K_{vs} , charakteristika vetiev A aj B je voliteľná a pre ich vzájomnú závislosť zdvihu platí, že $h_A = 1 - h_B$, vid'. obr. 2.11.



Obr. 2.11. Náhrada trojcestného zmiešavacieho ventilu dvoma dvojcestnými ventilmi

Pre jednoduchosť si odvedenie vykonáme podľa zjednodušených vzorcov pre výpočet K_v platných pre vodu, budeme teda predpokladať konštantnú hustotu vody $\rho = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$, ďalej budeme predpokladať rozvinuté turbulentné prúdenie a konečne nebudeme uvažovať s možnosťou vzniku kavitácie.

Pre uvedenú schému platia nasledujúce predpoklady:

- sústava je zaťažená tlakovým rozdielom medzi prívodom a spiatočkou Δp_z
- tlak čerpadla Δp_ϵ je nezávislý na obehovom množstve
- zanedbáme odpory prívodnej časti potrubia k ventilu A a tiež odpor potrubia medzi bodom 2 a pripojením spiatočky
- ventil chceme dimenzovať na nominálne prietokové množstvo Q_{3nom} , ktoré musí pretiecť sústavou pri úplne uzatvorenej vetve A a plne otvorenej vetve B. Pri tomto nominálnom prietoku sa tlaková strata spotrebiča vrátane potrubia od bodu 4 do bodu 2 rovná Δp_{sp} , tlaková strata vratnej vetvy od bodu 2 do bodu 4 bez započítania straty na ventile 2 sa rovná Δp_{vr} . Pre navrhnutý ventil preto musí byť splnená podmienka

$$K_{vs} \geq \frac{Q_{3nom}}{\sqrt{\Delta p_\epsilon - \Delta p_{sp} - \Delta p_{vr}}}$$

Pri praktickom návrhu potom vyberieme najbližší vyšší Kvs súčiniteľ z ponúkaného radu u daného typu ventilu.

- hodnoty súčiniteľov K_{vA} a K_{vB} sú závislé na zdvihu h ventilu A, ako už bolo deklarované pri náhrade trojcestného ventilu dvoma dvojcestnými. Výpočet platí pre ľubovoľné charakteristiky v oboch vetvách, len pri konkrétnom numerickom výpočte je potrebné dosadiť do vzorcov správnu funkciu zodpovedajúcu zvolenej charakteristike.

Pre výpočet budeme potrebovať Kv súčinitele jednotlivých vetiev. Tie spočítame z nominálnych parametrov okruhu, teda z hodnôt prietoku Q_{3nom} a tlakových strát Δp_{sp} a Δp_{vr} , ktoré nastanú práve pri tomto prietoku. Potom platí

$$K_{v_{sp}} = \frac{Q_{3nom}}{\sqrt{\Delta p_{sp}}}$$

$$K_{v_{vr}} = \frac{Q_{3nom}}{\sqrt{\Delta p_{vr}}}$$

Ďalej zavedieme redukovaný Kv súčiniteľ vratnej vetvy B $K_{v_{Bred}}$, kde sú radené v sérii Kv súčiniteľ vratnej vetvy $K_{v_{vr}}$ a súčiniteľ K_{v_B} regulačného ventilu B. Pre toto zapojenie platí:

$$\frac{1}{K_{v_{Bred}}^2} = \frac{1}{K_{v_B}^2} + \frac{1}{K_{v_{vr}}^2}$$

Predpokladajme, že pri malom pootvorení vetvy A bude tlak p_2 vyšší než tlak p_4 , že teda nedôjde k otočeniu prúdenia vo vratnej vetve. Potom pre jednotlivé prietoky platí $Q_3 = Q_1 + Q_2$ a ďalej na základe vzťahu

$$Q = K_v \cdot \sqrt{\Delta p}$$

môžeme písať:

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

$$Q_1^2 = K_{v_1}^2 \cdot (p_1 - p_4)$$

$$Q_2^2 = K_{v_{2red}}^2 \cdot (p_2 - p_4)$$

$$Q_3^2 = K_{v_{sp}}^2 \cdot (p_3 - p_2)$$

Zo schémy ďalej vyplývajú nasledujúce vzťahy:

$$\Delta p_{\varepsilon} = p_3 - p_4$$

$$\Delta p_z = p_1 - p_2$$

$$p_2 = \text{konštanta}$$

Je zrejmé, že v tomto matematickom modeli nezávisí výpočet prietokov na veľkosti statického tlaku v sústave (nie je tu uvažované s obmedzením prietokov vplyvom kavitácie). Preto môžeme sústavu rovníc ďalej zjednodušiť zavedením predpokladu, že $p_2=0$.

Takto sme dostali riešiteľnú sústavu siedmich rovníc so siedmimi neznámymi $Q_1, Q_2, Q_3, p_1, p_2, p_3$ a p_4 , ktorá nám popisuje prúdenie sústavou od počiatku zdvihu ventilu A do bodu zvratu. Ten je definovaný podmienkou, že $Q_2=0$, a teda $Q_1=Q_3, p_4=p_2=0$. Z vyššie uvedených rovníc potom odvodíme, že bod zvratu nastáva pri takom zdvihu h ventilu A, pre ktorý platí:

$$Kv_{zv} = Kv_{sp} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\varepsilon}}{\Delta p_z}}$$

Pokiaľ je zvolený Kvs súčiniteľ trojcestného regulačného ventilu väčší než hodnota Kv_{zv} prislúchajúca bodu zvratu, potom dôjde v priebehu otvorenia ventilu nad hodnotu zdvihu h prislúchajúcej Kv súčiniteľu bodu zvratu Kv_{zv} k otočeniu prúdenia vo vetve B. Matematický model popisujúci chovanie sústavy je potom potrebné upraviť takto:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2$$

$$Q_1^2 = Kv_A^2 \cdot (p_1 - p_4)$$

$$Q_2^2 = Kv_{Bred}^2 \cdot (p_4 - p_2)$$

$$Q_3^2 = Kv_{sp}^2 \cdot (p_3 - p_2)$$

$$\Delta p_{\varepsilon} = p_3 - p_4$$

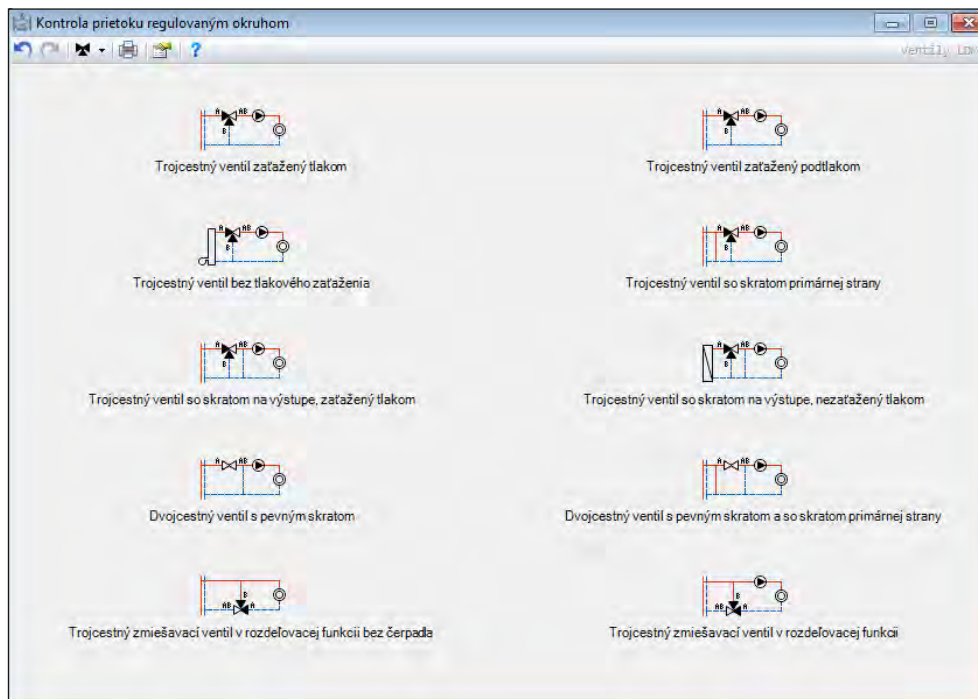
$$\Delta p_z = p_1 - p_2$$

$$p_2 = \text{konštanta}$$

Týchto sedem rovníc popisuje chovanie sa sústavy od hodnoty zdvihu ventilu väčšieho než hodnota prislúchajúca Kv súčiniteľu bodu zvratu Kv_{zv} (podľa zvolenej hodnoty Kvs a prietokovej charakteristiky vetvy A ventilu) až do plného otvorenia.

Uvedené rovnice je možné riešiť vhodne zvolenou numerickou metódou, pretože exaktné riešenie tejto sústavy je veľmi zložitú. Výpočtový program Ventily LDM vytvorený firmou LDM rieši desať základných typov zapojenia dvoj a trojcestných ventilov v zmiešavacej alebo rozdeľovacej funkcii. Nasledujúce obrázky demonštrujú jeho využitie pre hore riešený príklad. Postup je nasledujúci:

V programe Ventily LDM otvoríme v sekcii **Výpočty** záložku s názvom **Kontrola prietoku regulovaným okruhom**.



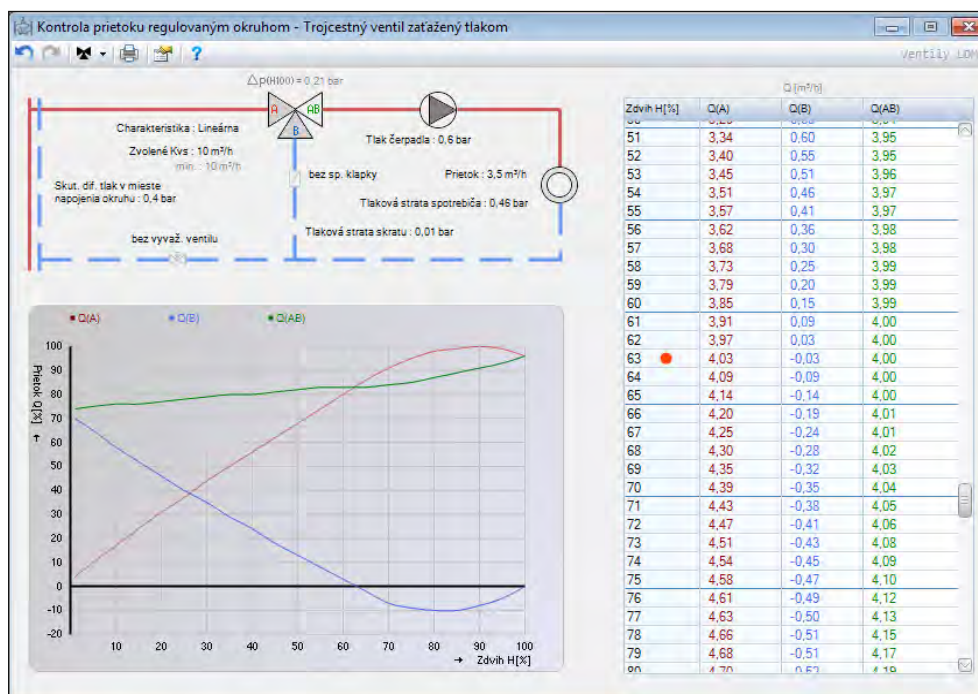
Obr. 2.12. Dialógové okno "Kontrola prietoku regulovaným okruhom"

Riešenému príkladu zodpovedá horná ľavá schéma. Po jej otvorení sa ponúkne nasledujúce dialógové okno s preddefinovanými hodnotami, ktoré je možné upraviť podľa konkrétnej potreby. Pokiaľ necháme pôvodné hodnoty, vidíme, že je potrebné nadimenzovať a skontrolovať zmiešavací ventil tak, aby okruhom spotrebiča pretieklo nominálne množstvo $3,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pri tlaku čerpadla 0,6 bar. Pri tomto prietoku už máme spočítaný odpor vetvy spotrebiča na 0,46 bar a vo vratnej vetve 0,01 bar. Okruh je zaťažný tlakovým rozdielom medzi prívodom a spiatočkou 0,4 bar. Predpokladáme použitie zmiešavacieho ventilu s lineárnou charakteristikou v oboch vetvách.



Obr. 2.13. Výpočet Kv trojcestného ventilu v programe Ventily LDM

Po úprave vstupných dát podľa obr. 2.13 sa objaví u riešeného ventilu údaj, informujúci o predbežne vypočítavanej hodnote $Kv=10,0 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a u zvolenej hodnoty sa zobrazí najbližšia vyššia zvolená hodnota súčiniteľa Kvs . V spodnej časti okna sa nám objaví graf priebehu zmiešavania a v pravej časti potom spočítané hodnoty prietoku QA, QB a QAB pri jednotlivých percentách zdvihu. Riadok s červeným bodom informuje o dosiahnutí bodu zvratu pri 63% zdvihu, viď. obr. 2.14.



Obr. 2.14. Bod zvratu pre uvedený príklad

V spodnej časti okna sa zobrazí grafické znázornenie prietokov sústavou, pričom hodnote 100% prietoku nezodpovedá zvolená nominálna hodnota $3,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, ale skutočne dosiahnutá maximálna hodnota prietoku vetvami, čo je v tomto prípade $Q_{1\text{max}} = 4,59 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

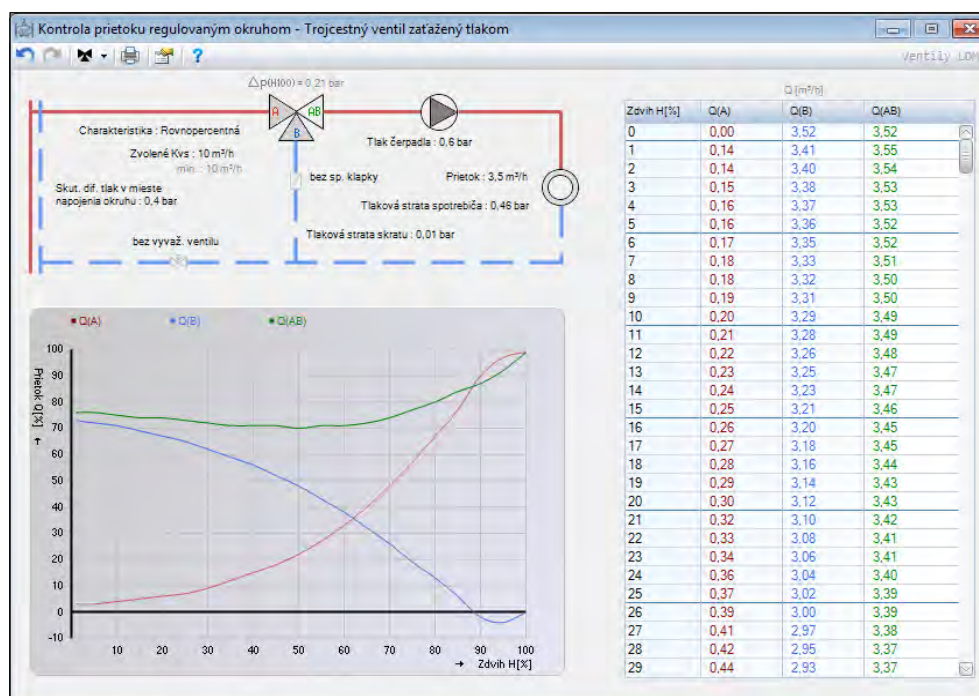
Môžeme tiež skontrolovať, že hodnota prietoku vetvou spotrebiča nikde neklesne pod požadovanú hodnotu $Q_{AB\text{nom}}$.

S týmto programovým vybavením tak môžeme vykonávať detailnú analýzu pre rôzne druhy a typy armatúr pre každý konkrétny prípad. Dôsledným preverení možných prevádzkových stavov je možné odhaliť už v priebehu spracovávaní projektovej dokumentácie prípadné prevádzkové problémy.

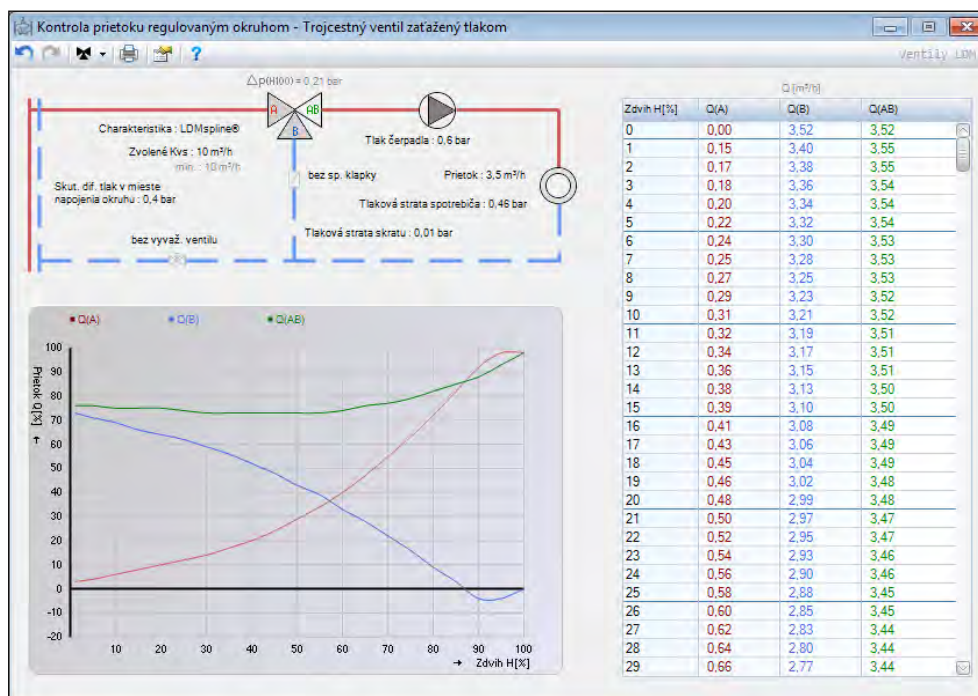
Môžeme napríklad vykonať porovnanie vhodnosti jednotlivých prietokových charakteristík pre daný prípad. Na obrázkoch 2.15, 2.16 a 2.17 vidíme postupne grafické znázornenie prietoku popísanou sústavou pri lineárnej, rovnopercentnej a LDMspline® prietokovej charakteristike vo vetve A. Je zrejmé, že rovnopercentná aj LDMspline® charakteristika sú pre daný prípad vhodnejšie, pretože bod zvratu sa dosahuje neskôr a pre reguláciu je k dispozícii väčší rozsah zdvihu. U LDMspline® naviac oproti rovnopercentnej charakteristike nedochádza k charakteristickému zníženiu prietoku spotrebičom na začiatku zdvihu, ale prietok sa drží na takmer ideálne konštantnej hodnote, čo zlepšuje reguláciu dodávky tepla v prechodnom období.



Obr. 2.15. Priebeh zmiešavania pri lineárnej charakteristike



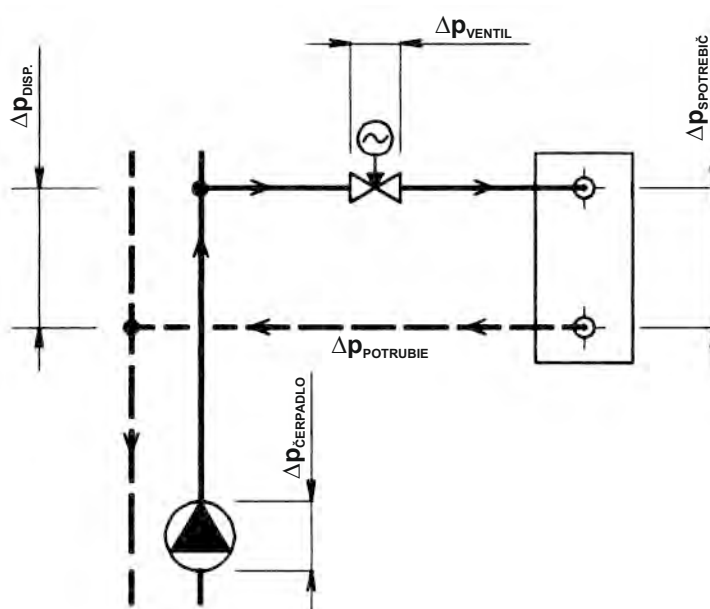
Obr. 2.16. Priebeh zmiešavania pri rovnopercentnej charakteristike



Obr. 2.17. Priebeh zmiešavania pri charakteristike LDMspline®

2.9.2. Príklad návrhu dvojcestného regulačného ventilu

Máme navrhnuť dvojcestný regulačný ventil podľa schémy zapojenia na obr. 2.18 a k dispozícii máme nasledujúce údaje: médium voda, 155°C, statický tlak v mieste pripojenia 1200 kPa (12 bar), dispozičný tlak v mieste pripojenia $\Delta p_{\text{DISP}}=80 \text{ kPa}$ (0,8 bar), tlakové straty $\Delta p_{\text{POTRUBIE}}=15 \text{ kPa}$ (0,15 bar), $\Delta p_{\text{SPOTREBIČ}}=25 \text{ kPa}$ (0,25 bar), menovitý prietok $Q_{\text{NOM}}=8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, minimálny prietok $Q_{\text{MIN}}=1,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



Obr. 2.18. Príklad zapojenia dvojcestného ventilu

Pretože platí, že $\Delta p_{\text{DISP}} = \Delta p_{\text{VENTIL}} + \Delta p_{\text{SPOTREBIČ}} + \Delta p_{\text{POTRUBIE}}$, dostávame potrebnú tlakovú stratu ventilu $\Delta p_{\text{VENTIL}} = \Delta p_{\text{DISP}} - \Delta p_{\text{SPOTREBIČ}} - \Delta p_{\text{POTRUBIE}} = 80 - 25 - 15 = 40 \text{ kPa}$ (0,4 bar). Kv hodnota je potom

$$K_v = \frac{Q_{\text{NOM}}}{\sqrt{\Delta p_{\text{VENTIL}}}} = \frac{8}{\sqrt{0,4}} = 12,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Bezpečnostný prídavok na výrobnú toleranciu (iba za predpokladu, že prietok Q nebol predimenzovaný) spočítame ako

$$K_{vs} = (1,1 \text{ až } 1,3) \cdot K_v = (1,1 \text{ až } 1,3) \cdot 12,7 = 14 \text{ až } 16,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Zo sériovo vyrábanej rady Kv hodnôt vyberieme najbližšiu, t. j. $K_{vs} = 16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Tejto hodnote zodpovedá svetlosť DN 32 a z hodnoty daného statického tlaku vyberieme tlakový stupeň, t. j. PN 16. Teraz príde na rad voľba materiálu ventilu, typ upchávky a pod. a tiež sa tu už rozhoduje o použití konkrétneho pohonu. V tomto bode teda budeme voliť medzi ventilom priamym alebo reverzným a vyváženým alebo nevyváženým, viď. kap. 4. Vyvážený ventil by musel byť použitý v tom prípade, keby osová sila zvoleného pohonu neuzatvorila požadovaný diferenčný tlak. Tu je na mieste spomenúť ešte ďalšie kritérium voľby medzi vyváženým a nevyváženým ventilom a to, či máme uzavrieť diferenčný tlak daný zadaním, alebo uzavrieť hodnotu celkového tlaku v danom mieste (statický + dynamický tlak od čerpadiel). Dispozičný (dynamický) tlak býva totiž oveľa menší ako celkový tlak v mieste napojenia ventilu. Pokiaľ by požiadavka znela na uzavretie celkového tlaku (typicky sa jedná o havarijné ventily, ktoré majú uzatvárať okrem iného na základe signálu o zaplavení stanice - tu sa potom uvažuje, že pri prasknutí potrubí je za ventilom iba atmosférický tlak), musela by byť osová sila pohonu kontrolovaná na tento celkový tlak. V praxi sa potom havarijné ventily (uzávery) z bezpečnostných dôvodov väčšinou navrhujú na uzavretie plného tlaku (tlakového stupňa) armatúry, t. j. pre PN 16 je to 16 bar, pre PN 40 je to 40 bar a pod.

Po výbere K_{vs} hodnoty by mala byť určená skutočná tlaková strata podľa vzťahu

$$\Delta p_{\text{VENTILH100}} = \left(\frac{Q_{\text{NOM}}}{K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{8}{16} \right)^2 = 0,25 \text{ bar (25 kPa)}$$

a takto vypočítaná skutočná tlaková strata regulačnej armatúry by mala byť zohľadnená v hydraulickom výpočte siete (výpočet zaregulovania).

Ďalej je potrebné skontrolovať autoritu zvoleného ventilu podľa vzťahu

$$a = \frac{\Delta p_{\text{VENTILH100}}}{\Delta p_{\text{VENTILH0}}} = \frac{25}{80} = 0,31$$

pričom a by malo byť rovné najmenej 0,3. Kontrola zvoleného ventilu teda vyhovuje. Tu je treba upozorniť na to, že výpočet autority je potrebné vzťahovať k tlakovému rozdielu na ventile v uzavretom stave ($\Delta p_{\text{VENTILH0}}$), teda k dispozičnému tlaku vetvy Δp_{DISP} pri nulovom prietoku. Tu pre jednoduchosť uvažujeme $\Delta p_{\text{VENTILH0}} = \Delta p_{\text{DISP}}$, čo znamená, že $\Delta p_{\text{DISP}} = \text{konšt.}$ nezávisle na prietoku vetvou.

Ďalej by mal byť skontrolovaný regulačný pomer, kde najprv spočítame nárast tlaku na regulačnom ventile (tlaková strata pevných odporov klesá s druhou mocninou prietoku) pri prietoku $Q_{\text{MIN}} = 1,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Tomuto prietoku zodpovedajú tlakové straty $\Delta p_{\text{POTRUBIEMIN}} = 0,40 \text{ kPa}$, $\Delta p_{\text{SPOTREBIČMIN}} = 0,66 \text{ kPa}$ a z toho $\Delta p_{\text{VENTILMIN}} = 80 - 0,4 - 0,66 = 79 \text{ kPa}$. Teraz môžeme spočítať minimálnu Kv hodnotu

$$K_{v_{\text{MIN}}} = \frac{Q_{\text{MIN}}}{\sqrt{\Delta p_{\text{VENTILMIN}}}} = \frac{1,3}{\sqrt{0,79}} = 1,46 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Potrebný regulačný pomer je potom

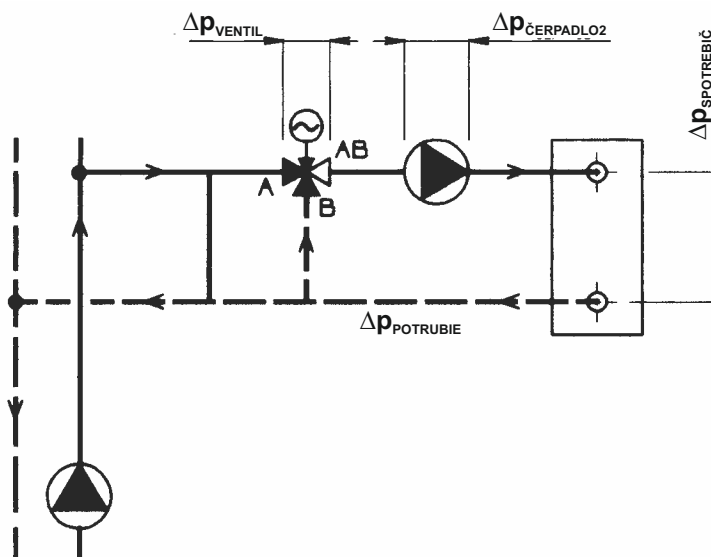
$$r = \frac{K_{VS}}{K_{V_{MIN}}} = \frac{16}{1,46} = 11$$

a takto spočítaný regulačný pomer je menší ako teoretický regulačný pomer ventilu $r=50$. Kontrola teda vyhovuje. Na základe vypočítaných hodnôt K_v a $K_{v_{MIN}}$ potom možno rozhodnúť o voľbe charakteristiky tak, aby zvolená charakteristika zodpovedala typu regulovaného zariadenia (viď. použitie jednotlivých charakteristík v kap. 2.3. a 2.5.) a aby ventil pracoval v čo najväčšom rozsahu zdvihu. Ak porovnáme spočítané hodnoty s priebehom charakteristík podľa obr. 2.2., pre rovnopercentnú charakteristiku vychádza $h_{NOM}=96\%$ a $h_{MIN}=41\%$. Rozsah zdvihu je teda pre túto charakteristiku v našom prípade 55%. Pre charakteristiku LDMspline[®] vychádza $h_{NOM}=93\%$ a $h_{MIN}=30\%$. Rozsah zdvihu je tu 63%, a preto by v tomto prípade mala byť daná prednosť tejto charakteristike (ventil bude pracovať s väčším rozsahom zdvihu, čo prispieva k lepšej stabilite regulácie).

Ďalej by mal byť ventil skontrolovaný z hľadiska kavitácie, čo sa dá vykonať výpočtom podľa kap. 2.8., alebo podľa diagramu na obr. 2.9. Rovnako by mal byť kontrolovaný maximálny diferenčný tlak, proti ktorému je ventil schopný uzavrieť atď. podľa predchádzajúcich odstavcov. Pre predstavu o všeobecnom návrhu regulačného ventilu však uvedený príklad úplne postačuje.

2.9.3. Príklad návrhu trojcestného regulačného ventilu

Máme navrhnuť trojcestný regulačný ventil podľa schémy zapojenia na obr. 2.19 a k dispozícii máme nasledujúce údaje: médium voda, 90 °C, statický tlak v mieste pripojenia 1200 kPa (12 bar), tlak čerpadla okruhu $\Delta p_{\text{ČERPADLO2}}=40$ kPa (0,4 bar), tlakové straty $\Delta p_{\text{POTRUBIE}}=10$ kPa (0,1 bar), $\Delta p_{\text{SPOTREBIČ}}=20$ kPa (0,2 bar), menovitý prietok $Q_{NOM}=7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



Obr. 2.19. Príklad zapojenia trojcestného ventilu

Pretože platí, že $\Delta p_{\text{ČERPADLO 2}} = \Delta p_{\text{VENTIL}} + \Delta p_{\text{SPOTREBIČ}} + \Delta p_{\text{POTRUBIE}}$, dostávame potrebnú tlakovú stratu ventilu $\Delta p_{\text{VENTIL}} = \Delta p_{\text{ČERPADLO 2}} - \Delta p_{\text{SPOTREBIČ}} - \Delta p_{\text{POTRUBIE}} = 40 - 20 - 10 = 10 \text{ kPa (0,1 bar)}$. Kv hodnota je potom

$$K_v = \frac{Q_{\text{NOM}}}{\sqrt{\Delta p_{\text{VENTIL}}}} = \frac{7}{\sqrt{0,1}} = 22,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Bezpečnostný prídavok na výrobné tolerancie (iba za predpokladu, že prietok Q nebol predimenzovaný) spočítame ako

$$K_{vs} = (1,1 \text{ až } 1,3) \cdot K_v = (1,1 \text{ až } 1,3) \cdot 22,1 = 24,3 \text{ až } 28,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Zo sériovo vyrábanej rady Kv hodnôt vyberieme najbližšiu, t. j. $K_{vs} = 25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Tejto hodnote zodpovedá svetlosť DN 40 a z hodnoty daného statického tlaku vyberieme tlakový stupeň, t. j. PN 16. Teraz príde na rad voľba materiálu ventilu, typu upchávky a pod. a tu sa už tiež rozhoduje o použití konkrétneho pohonu. Kontrola maximálneho diferenčného (uzatváracieho) tlaku v porte A sa tu ako v prípade dvojcestných ventilov nevykonáva, pretože diferenčné tlaky sú v týchto prípadoch väčšinou veľmi malé. Keby predsa len hodnota diferenčného tlaku bola príliš veľká (to platí hlavne pre trojcestné ventily zaťažené tlakom v porte A - typicky tlakovo závislé pripojenia bez skratu), musela by byť vybraná taká osová sila pohonu, ktorá by daným nárokom vyhovovala.

Po výbere K_{vs} hodnoty by mala byť určená skutočná tlaková strata podľa vzťahu

$$\Delta p_{\text{VENTILH100}} = \left(\frac{Q_{\text{NOM}}}{K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{7}{25} \right)^2 = 0,08 \text{ bar (8 kPa)}$$

a takto vypočítaná skutočná tlaková strata regulačnej armatúry by mala byť zohľadnená v hydraulickom výpočte siete (výpočet zaregulovania).

Teraz by mal byť ventil skontrolovaný na obrátené prúdenie skratom podľa kap. 2.9.1. a podľa tejto kontroly určená jeho prietoková charakteristika, čo však v našom prípade vďaka voľbe technologického zapojenia odpadá (pred ventilom je umiestnený skrat primárnej siete). Podľa správnosti by mal byť výpočet zaťaženia portu A vykonaný s tlakovou stratou skratu primárnej siete a potrubím medzi týmto skratom a ventilom, ale tá je vo väčšine prípadov tak malá, že ju môžeme považovať za nulovú.

Ďalej je potrebné skontrolovať autoritu zvoleného ventilu (za predpokladu konštantného prietoku okruhom spotrebiča) podľa vzťahu

$$a = \frac{\Delta p_{\text{VENTILH100}}}{\Delta p_{\text{VENTILH0}}} = \frac{8}{8} = 1$$

čo znamená, že závislosť prietoku priamou vetvou zodpovedá ideálnej prietokovej charakteristike ventilu. V tomto prípade teda môžeme voľiť bez akéhokoľvek nebezpečenstva lineárnu charakteristiku v oboch portoch, tzn. že súčtový prietok je takmer konštantný po celej dĺžke zdvihu ventilu. Kombinácia s rovnopercntnou charakteristikou v porte A a s lineárnou v porte B by bola pravdepodobne zvolená v tom prípade, keby bol vstup A proti vstupu B zaťažený diferenčným tlakom (netýka sa nášho príkladu), alebo keby boli parametre na primárnej strane príliš vysoké.

2.9.4. Sériovo a paralelne radené regulačné ventily

V niektorých aplikáciách sa môžeme stretnúť s nárokmi, ktoré nie sú zodpovedne splniteľné jediným regulačným ventilom. Dôvodom pre voľbu sériového radenia ventilov býva väčšinou zvládanie vysokého tlakového spádu, kedy jednostupňová redukcia prestáva vyhovovať ako

z hľadiska prúdenia, tak aj kavitácie a pod., tieto prípady sa však v oblasti vykurovania nevyskytujú. Táto problematika spadá skôr do oblasti energetiky a priemyslu a býva často riešená viacstupňovým regulačným škrtiacim systémom v rámci jedného ventilu.

Pre výpočet Kv hodnoty ventilov v sériovom radení platí vzťah

$$Kv_{cN} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{Kv_1^2} + \frac{1}{Kv_2^2} + \dots + \frac{1}{Kv_N^2}}}$$

kde

Kv_{cN} je celkový Kv súčiniteľ sériovo radených N ventilov
 Kv_1, Kv_2 až Kv_N sú Kv súčinitele jednotlivých ventilov

2.9.4.1. Príklad návrhu paralelne radených regulačných ventilov

Častejšie sú vo vykurovaní paralelne radené ventily, kde môžeme rozlíšiť dva hlavné spôsoby použitia, ktoré sa líšia svojim návrhom:

- regulácia jedným alebo druhým ventilom nezávisle na sebe (typicky letná a zimná prevádzka)
- regulácia súčasne obidvoma ventilmi (typicky prietoková príprava TUV veľkých výkonov)

O rozhodnutí, či bude daný okruh regulovaný jedným alebo dvoma (teoreticky aj viacerými) paralelne radenými ventilmi, rozhoduje v každom prípade teoretický regulačný pomer použitých regulačných armatúr, viď. kap. 2.4.

Pre výpočet Kv hodnoty ventilov v paralelnom radení platí vzťah

$$Kv_{cN} = Kv_1 + Kv_2 + \dots + Kv_N$$

kde

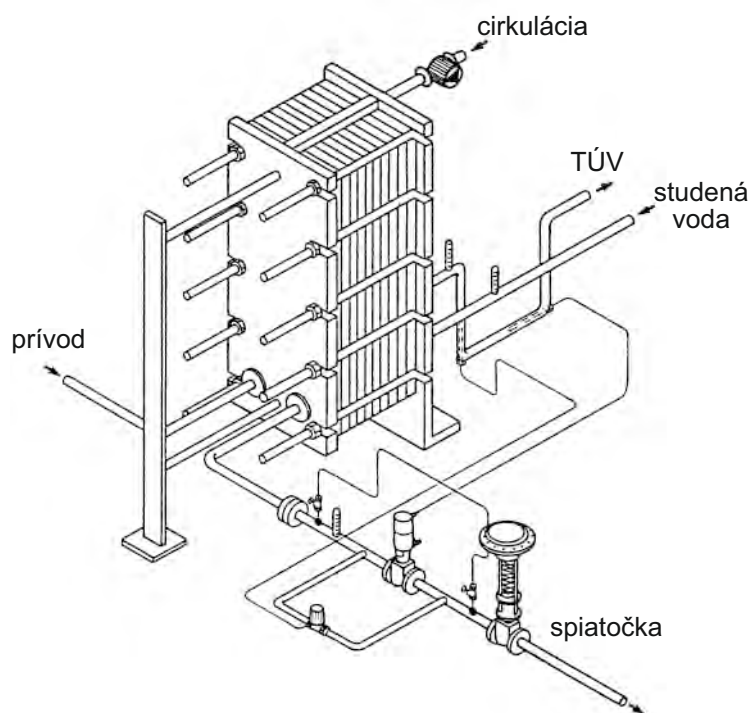
Kv_{cN} je celkový Kv súčiniteľ paralelne radených N ventilov
 Kv_1, Kv_2 až Kv_N sú Kv súčinitele jednotlivých ventilov

V prípade letnej a zimnej prevádzky ide o pomerne jednoduchý prípad, pretože obidva typy prevádzky nemusia na sebe závisieť, tzn. regulácia môže byť realizovaná jedným alebo druhým ventilom bez vzájomnej väzby. Ak sú letné a zimné prietoky zariadením natoľko odlišné, že nie sú regulovateľné jedným ventilom (presahujú jeho teoretický regulačný pomer, viď. kap. 2.4.), budeme postupovať tak, že "zimný" (väčší) ventil navrhujeme na celkový súčtový prietok daným zariadením, tzn. na súčet výkonu vykurovania a výkonu celoročných ďalších technologických ohrevov (TUV, VZT atď.) a "letný" (menší) ventil na prietok potrebný v letnom období. Prepnutie do jedného zo spôsobov prevádzky sa potom môže realizovať manuálne alebo automaticky na základe signálu regulačného systému, napr. podľa vonkajšej teploty.

Aj keď ide v danom prípade o paralelne radené ventily, sú v tomto prípade navrhnuté nezávisle na sebe podľa rozdielných prietokov. Je zrejmé, že pokiaľ by sme počítali celkovú Kv hodnotu takto radených ventilov, musela by byť vzhľadom k celkovému výkonu predimenzovaná, práve z dôvodu spôsobu výpočtu (s letným príkonom sa počítalo dvakrát) a z dôvodu spôsobu prevádzky (letná prevádzka je oddelená od zimnej).

Prípady súčasnej (tiež postupnej alebo sekvenčnej) regulácie dvoma ventilmi sa týkajú tých zapojení, keď sú prietoky taktiež podstatne odlišné ako v predchádzajúcom prípade, ale na rozdiel od predchádzajúceho ide o jeden druh prevádzky (nie je možné oddeliť dva režimy ako tomu bolo v predchádzajúcom prípade).

Príkladom môže byť zapojenie na obr. 2.20, kde je uvedený prípad priamočinnnej teplotnej regulácie doskového výmenníka tepla veľkého výkonu pre prietokovú prípravu TÚV.



Obr. 2.20. Regulácia doskového výmenníka TUV paralelne radenými ventilmi

Povedzme, že potrebný regulačný pomer je tu 1:120 (okrem odberu kryje výmenník tepla iba vlastné tepelné straty rozvodov), čo znamená, že prietok primárnou stranou sa môže za prevádzky pohybovať od 0,8% do 100% menovitého prietoku. Pokiaľ by sme tento prípad chceli za každú cenu realizovať jedným ventilom s teoretickým regulačným pomerom 1:50, tak by výsledkom bola nestabilná regulácia (kmitanie okolo polohy zatvorené) pri nulovom odbere TÚV. Je jasné, že tu jednotlivé druhy prevádzky nemôžeme oddeliť, a preto musia obidva ventily pracovať spoločne. V prvom rade musíme vyhovieť nárokom na regulačný pomer. Je nutné zvoliť taký pomer prietoku oboja regulačnými ventilmi, aby sme boli schopní regulovať ešte 0,8%-ný menovitý prietok. Ak teda navrhujeme menší ventil napr. na 30%-ný menovitý prietok a väčší ventil na 70%-ný menovitý prietok a obidva máme k dispozícii s teoretickým regulačným pomerom 1:50, potom je menší ventil schopný regulovať od $30\%:50=0,6\%$ do 30% menovitého prietoku a od 30% vyššie bude menší ventil úplne otvorený a začne otvárať väčší ventil.

Vlastný návrh obidvoch regulačných ventilov už potom prebehne štandardným spôsobom podľa kap. 2.9.2.

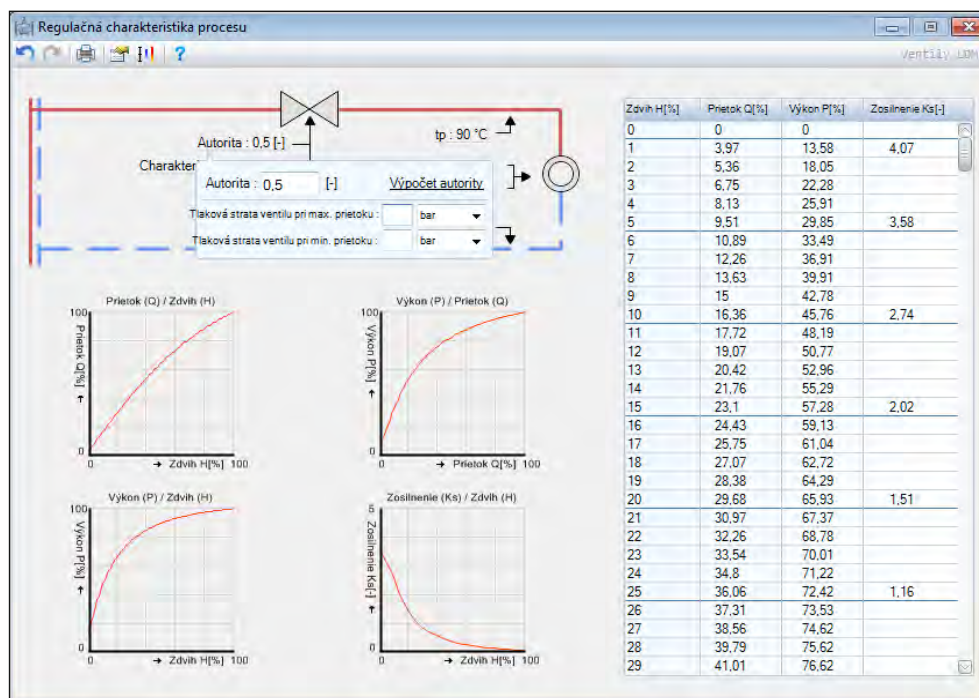
Keď porovnáme obidva predchádzajúce prípady, je zrejmé, že prípad letnej a zimnej prevádzky môže byť riešený podobne ako prípad s výmenníkom TÚV (menší ventil len pre letný príkon, väčší len pre vykurovanie v spojení so sekvenčným riadením), avšak opačný postup nie je možný.

2.9.5. Kontrola regulačnej charakteristiky procesu a prenosu sústavy

Výpočtový program Ventily umožňuje tiež jedinečnú kontrolu výslednej regulačnej charakteristiky a z toho vyplývajúceho súčiniteľa prenosu (zosilnenia) sústavy, viď. kap. 2.6. a 3.5.1.1. Táto kontrola sa v praxi bežne nevykonáva z dôvodu zložitosti výpočtu a tiež z dôvodu neznalosti, ale predstavuje konečnú odpoveď na prevádzkové správanie sa regulačného uzla

tepelných zariadení ešte pred uvedením do prevádzky vo fáze projektu (výpočtu). Preto by sa všeobecne mala stať záverečným prvkom návrhu dvojcestných regulačných ventilov pre tepelné aplikácie (vykurovanie, CZT).

Postup kontroly je nasledujúci: V programe Ventily LDM otvoríme v sekcii **Výpočty** záložku s nadpisom **Regulačná charakteristika procesu**. Otvorí sa okno, vid'. obr. 2.21, kde je uvedená typická regulačná aplikácia tepelného zariadenia s dvojcestným ventilom.



Obr. 2.21. Kontrola regulačnej charakteristiky procesu.

Na obr. 2.21 vidíme, že regulovateľnosť uzla závisí na charakteristike ventilu, jeho autorite (väzba na Kv hodnotu), teplotnom exponente zariadenia a jednotlivých teplotách (prívod, späťotoka, okolie). Ak si nie sme istí hodnotou autority, je ju možné dopočítať kliknutím na odkaz **Výpočet autority** nachádzajúci sa pod aktívnym textom **Autorita**. Po zadaní uvedených parametrov vykoná program automaticky výpočet prevádzkového chovania regulovaného okruhu, ktoré je možné okamžite názorovo vidieť aj v grafickej forme v spodnej časti okna (pribehy Q-H, P-Q, P-H a Ks-H). V pravej časti okna sú tiež zobrazované číselné údaje vykonaného výpočtu.

Táto veľmi užitočná diagnostika slúži pre overenie návrhu dvojcestnej regulačnej armatúry v tepelných okruhoch, hlavne pre kontrolu Kvs ventilu podľa autority a vybranej regulačnej charakteristiky. Ako bolo uvedené vyššie, v ideálnom prípade by sa grafická závislosť výkonu na zdvihu P-H mala blížiti priamke a súčiniteľ zosilnenia (závislosť Ks-H) by sa mal v čo najväčšom rozsahu zdvihu pohybovať okolo 1. Pri optimálnom návrhu armatúry podľa týchto zásad má projektant istotu, že takto navrhnutá armatúra bude z hľadiska regulačného procesu skutočne funkčná.

Príklad takejto optimalizácie je možné nájsť v kapitole 3.5.1.1.

3. REGULAČNÁ ARMATÚRA AKO SÚČASŤ REGULAČNÉHO OKRUHU

Umiestnenie čerpadiel, regulačných armatúr a expanzného zariadenia ovplyvňuje z hydraulického hľadiska správanie sa každej sústavy. Inak povedané, pokiaľ by sme mali dve výkonovo identické sústavy, ale každú s iným umiestnením čerpadiel a regulačných armatúr, obidve budú vykazovať rozdielne prevádzkové vlastnosti.

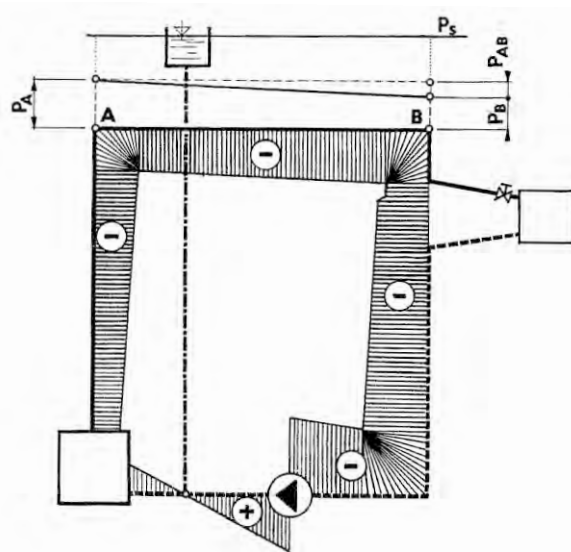
Ďalej si treba uvedomiť, že v reálnej prevádzke dochádza k deformáciám charakteristík regulačných armatúr voči údajom od výrobcu (viď. kap. 2.5).

3.1. Vplyv umiestnenia čerpadla na správanie sa sústavy

Vo vykurovacích sústavách sa čerpadlá začali viac používať v 20. rokoch minulého storočia ako reakcia na problémy s návrhom existujúcich samospádových sústav, pretože pri plošne rozľahlých budovách už nebolo možné vykurovacie sústavy realizovať ako samospádové. Prvé čerpadlá sa tak uplatnili v nemocniciach, kasárňach, hoteloch, administratívnych budovách a pod., teda tam, kde išlo o väčšie komplexy budov so stálou obsluhou. Postupom času sústavy s núteným obehom úplne vytlačili samospádové sústavy. Čerpadlá sa na začiatku umiestňovali na spiatocnom potrubí (táto tradícia prežíva bezdôvodne bohužiaľ dodnes) pre menšie teplotné namáhanie upchávok a vyznačovali sa poruchovosťou a veľkými nárokmi na periodickú údržbu. Dnes, keď bežné komerčne vyrábané čerpadlá pre aplikácie vykurovania dovoľujú väčšinou trvalú prevádzkovú teplotu 110°C (vybavené elektronikou, napr. frekvenčnými meničmi vstavanými do svorkovnice) až 120°C (bez elektroniky), je fyzické umiestnenie čerpadla vo vykurovacej sústave prakticky ľubovoľné. Iba u veľkých teplárenských čerpadiel sa rozhoduje o ich umiestnení tiež na základe iných kritérií, ako napr. priebeh tlakového diagramu, prevádzkové teploty a pod.

3.1.1. Čerpadlo na spiatocke

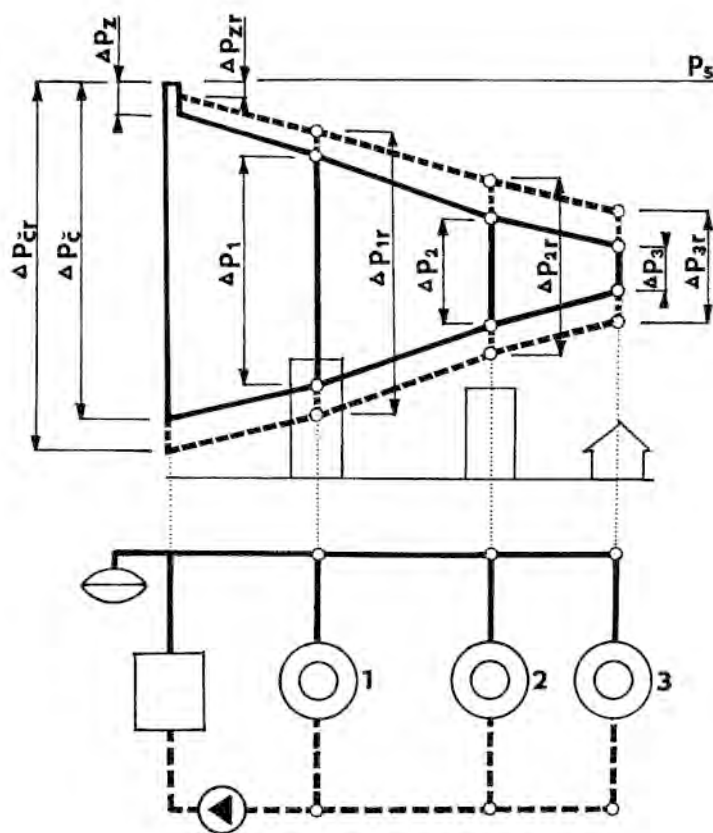
Veľmi podstatne však záleží na vzájomnej polohe (umiestnení) čerpadla a expanznej nádoby. Na obr. 3.1 je jednoduchá schéma vykurovacej sústavy s otvorenou expanznou nádobou, kde expanzná nádoba je napojená do sústavy v smere prúdenia za čerpadlom.



Obr. 3.1. Expanzná nádoba za čerpadlom

Pokiaľ by bola celá sústava v pokoji, v každom jej mieste by bol iba hydrostatický tlak, zodpovedajúci stĺpcu vody nad týmto miestom až po hladinu v expanznej nádobe. Po zapnutí čerpadla dôjde k uvedeniu kvapaliny do pohybu v celej potrubnej sieti a kým sa dosiahne ustálený stav prúdenia, expanzná nádoba tu má funkciu zásobníka (vyrovnávača) kvapaliny, čo sa prejavuje pohybom hladiny (kolísaním tlaku v uzavretých expanzných nádobách) bezprostredne po spustení čerpadla. Spojovacím potrubím medzi expanznou nádobou a sústavou teda môže teplotonosná látka prúdiť obidvoma smermi a v mieste napojenia expanzného zariadenia do sústavy dochádza k vyrovnaniu dynamického tlaku čerpadla, tlaku v expanznej nádobe a tlaku v potrubnej sieti na tomto mieste. Preto je v mieste napojenia expanznej nádoby nulový dynamický tlak a v tomto bode pôsobí iba hydrostatický tlak vodného stĺpca (statický tlak p_s). To ďalej znamená, že tlak vyšší než statický bude v sústave až po miesto napojenia expanznej nádoby, ďalej potom v smere prúdenia bude tlak nižší než statický (relatívny podtlak). Podľa uvedeného obrázku je teda celá časť vykurovacej sústavy v smere prúdenia od expanznej nádoby až po čerpadlo v relatívnom podtlaku, čo znamená, že je tu za prevádzky tlak nižší, ako by zodpovedalo statickému tlaku na danom mieste v kľude (pri vypnutom čerpadle).

Pretože v dnešnej praxi však už prevládli uzavreté expanzné nádoby, je na obr. 3.2 uvedený analogický jednoduchý prípad z oblasti väčších zariadení. Na obr. 3.2 je zakreslená schéma a tlakový diagram siete CZT s uzavretou expanznou nádobou. Napriek tomu, že sa jedná o väčšiu a zložitejšiu aplikáciu, principiálne je tlakový priebeh rovnaký ako podľa obr. 3.1.



Obr. 3.2. Sieť CZT s čerpadlom na spiatočke

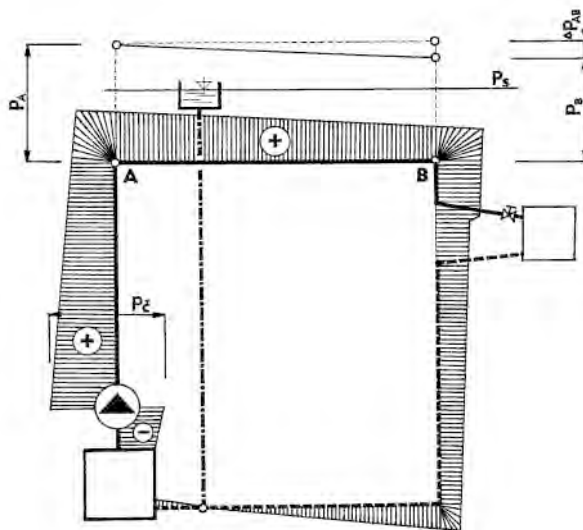
Prakticky celá sústava bude podobne ako na obr. 3.1 pracovať v relatívnom podtlaku (prevádzkový - celkový - tlak je nižší ako kľudový - statický). V tlakovom diagrame siete sú vyznačené plnou čiarou tlak čerpadla $\Delta p_{\text{č}}$, tlaková strata zdroja Δp_z a jednotlivé dispozičné tlaky odberných miest Δp_1 až Δp_3 . Pretože je ale potrebné zaistiť dostatočný celkový tlak v každom bode sústavy, nezostáva nič iné, ako zvoliť hladinu statického tlaku p_s pomerne vysokú. Napriek

tomu sa však v odbernom mieste č.1 dostaneme počas prevádzky vplyvom podtlaku pod výšku objektu. V odbernom mieste č.1 teda hrozí počas prevádzky zavzdušňovanie sústavy, pretože relatívny podtlak dosahuje také hodnoty, že celkový tlak v odbernom mieste č.1 (v jeho časti) je nižší ako atmosférický tlak.

Zobrazený tlakový diagram (plný priebeh) sa týka výpočtových podmienok. Preto je ešte na obr. 3.2 čiarkovane vyznačená prevádzka pri nižšom prietoku, čo je situácia typická po inštalácii termostatických ventilov a ich čiastočnom uzatvorení, alebo uzatvorení časti dvojcestných regulačných armatúr všeobecne, teda v prevádzke oveľa reálnejšia situácia. Na čiarkovanom priebehu sú vyznačené tlak čerpadla Δp_{cr} , tlaková strata zdroja Δp_{zr} a dispozičné tlaky jednotlivých odberných miest Δp_{1r} až Δp_{3r} . Z obrázku je zrejmé, že podtlak zasiahne výškovo väčšiu časť objektu č.1, teda v skutočnosti bude situácia horšia ako pri nominálnej (navrhovanej) prevádzke. Tu nezostane nič iné, len naďalej zvyšovať hladinu statického tlaku. Preto by tlakové diagramy, v prípade pochybností o tlakovom priebehu, mali byť spracovávané aj pre redukované prietoky (pre nižšie tepelné zaťaženie siete), kde za bezpečnú spodnú hranicu môžeme považovať 50% menovitého prietoku.

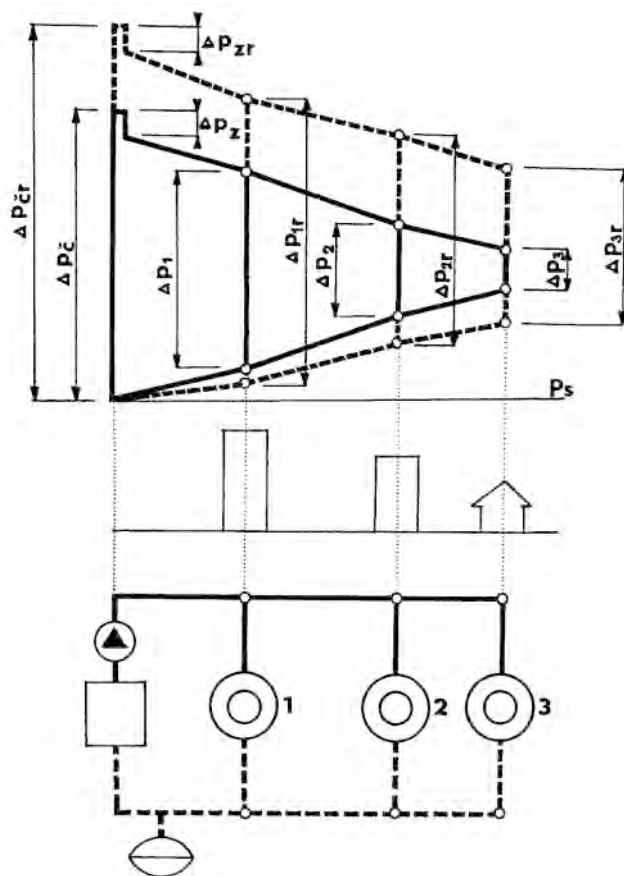
3.1.2. Čerpadlo na privode

Na obr. 3.3 je uvedené analogické zapojenie ako na obr. 3.1, iba s iným umiestnením zaústenia expanznej nádoby do sústavy. Táto situácia je z tlakového hľadiska oveľa priaznivejšia, pretože podľa predchádzajúceho pracuje prakticky celá vykurovacia sústava s celkovým tlakom vyšším ako statickým a nebezpečenstvo prisávania vzduchu do sústavy a tým k neustálemu zavzdušňovaniu počas prevádzky, nehľadiac na výhodnejšiu (nižšiu) hladinu statického tlaku.



Obr. 3.3. Expanzná nádoba pred čerpadlom

V zapojení s uzavretou expanznou nádobou podľa obr. 3.4 je podobne ako podľa obr. 3.3 situácia oveľa priaznivejšia.



Obr. 3.4. Sieť CZT s čerpadlom na prívide

Značenie na obr. 3.4 zodpovedá obr. 3.2, ale na prvý pohľad je zrejmé, že nielen zariadenie bude počas prevádzky pracovať s tlakom vyšším ako statickým, ale že hladina statického tlaku (plniaci pretlak) môže byť podstatne nižšia ako v prípade podľa obr. 3.2, čo je u veľkých sústav s čerpadlami s veľkou dopravnou výškou, alebo pri veľkom prevýšení pozdĺž potrubnej trasy výhodnejšie pre dimenzovanie niektorých častí. Preto je možné stretnúť sa hlavne pri hromadnej bytovej výstavbe, kde sa sieť vyznačuje značným prevýšením, s kombináciou článkových telies liatinových (prvé dve až tri poschodia z dôvodu tlakového namáhania, posledné poschodie z dôvodu lepšej odolnosti pred koróziou pri zavzdušňovaní) a ocelových, kde sa toto usporiadanie volilo hlavne pri umiestnení čerpadiel na spiatočke.

3.2. NPSH (minimálna sacia výška)

Za prevádzky sústavy s čerpadlom na spiatočke (viď. obr. 3.1 a 3.2) môže byť celkový tlak v sacom hrdle čerpadla už tak nízky (nižší ako parciálny tlak sýtych pár v mieste čerpadla), že vplyvom podtlaku vyvolaného čerpadlom dochádza k uvoľňovaniu a rastu parných bublín v kvapaline (kavitácii), čo má za následok prudké zhoršenie účinnosti čerpadla, hlukové prejavy (rázy) a zvýšené opotrebenie stroja.

Frekvencia uvoľňovania parných bublín je pomerne vysoká a preto sa navonok tento stav môže prejavovať aj ako vibrácia čerpadla. S nebezpečenstvom kavitácie je treba počítať už od teploty čerpanej kvapaliny cca 70°C. To, čo bolo povedané v predchádzajúcich riadkoch o kavitácii čerpadiel, v zásade platí aj pre regulačné armatúry, pokiaľ ich tlaková strata umožní uvoľňovanie bublín z kvapaliny.

Preto je nutné dodržať v sacom hrdle čerpadla určitú minimálnu hladinu celkového tlaku. Všeobecne sa dá povedať, že vyšší tlak vyžadujú čerpadlá s väčším dopravným množstvom, alebo priamoúmerne v závislosti na dopravovanom množstve. Označuje sa najčastejšie

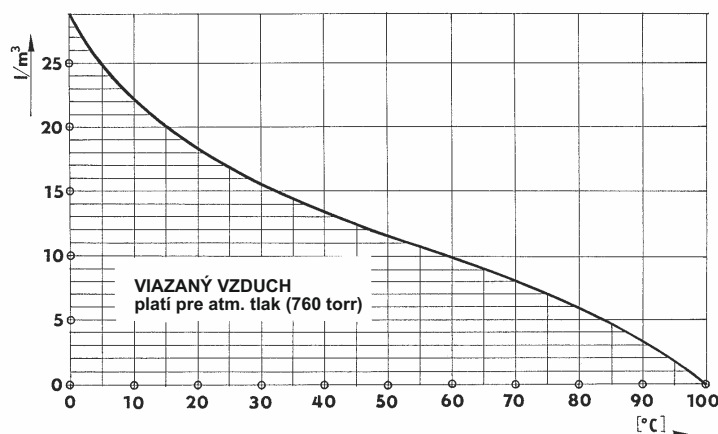
skratkou z angličtiny NPSH (Net Positive Suction Head), je zisťovaná experimentálne a je udávaná výrobcom čerpadla v závislosti na teplote, u väčších čerpadiel tiež v závislosti na čerpanom množstve.

NPSH môže byť v praxi zvýšená týmito spôsobmi: umiestnenie čerpadla na čo najnižšie miesto v sústave (najvyšší statický tlak), zníženie tlakových strát celej sústavy redukciou prietoku, alebo preregulovanie, ak je to možné (stúpa celkový tlak v sacom hrdle čerpadla), umiestnenie čerpadla na chladnejšie miesto v sústave (vyšší parciálny tlak sýtych pár), alebo zvýšenie statického tlaku (pokiaľ nie je tento krok v rozpore s tlakovou odolnosťou niektorých súčiastok, napr. vykurovacích telies). Pretože v zásade to isté platí aj o kavitácii pri regulačných armatúrach, zvýšením statického tlaku, alebo preregulovaním (znížením dynamického tlaku v sústave) môžeme často dosiahnuť zníženie vlastného hluku armatúr.

V sústavách s čerpadlom na prívode je všeobecne nebezpečenstvo kavitácie do značnej miery eliminované, pretože časť siete v relatívnom podtlaku býva väčšinou krátka a tým aj jeho tlaková strata (neklesá príliš celkový tlak), ale vždy je užitočné minimálny tlak v sacom hrdle skontrolovať.

3.3. Vzduch vo vykurovacích sústavách

Ďalej je treba pripomenúť, že sústava by mala byť riadne odvzdušnená, pretože vyšší obsah vzduchu vo vode, ktorý je bohužiaľ u nás takmer železným pravidlom, môže tiež vytvárať podmienky pre určitú formu kavitácie. Pre ilustráciu je na obr. 3.5 uvedený diagram závislosti rozpustnosti viazaného vzduchu vo vode na teplote podľa P. Pácyho.



Obr. 3.5. Závislosť rozpustnosti viazaného vzduchu vo vode na teplote

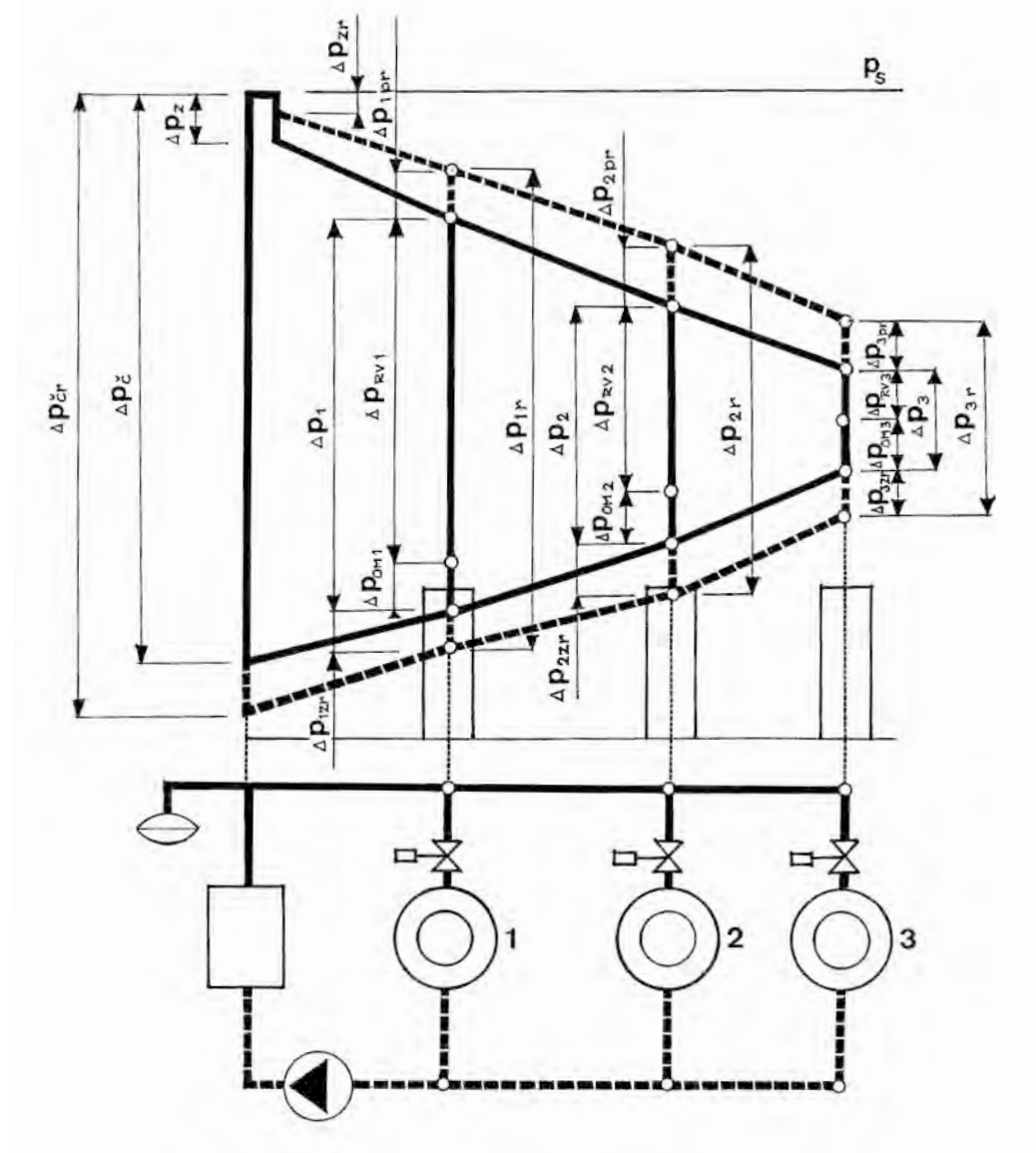
Diagram na obr. 3.5 platí pre rozpustnosť vzduchu vo vode pri atmosférickom tlaku. Skutočné hodnoty vo vykurovacích a najmä v chladiacích sústavách sú potom podstatne vyššie (tlak v sústave je vyšší ako atmosférický) a pretože sa jedná o viazaný vzduch, jednoduchým odvzdušnením nie je možné takúto sústavu viazaného vzduchu zbaviť. Odvzdušnenie potom striktné v praxi znamená zbavenie sústavy vzduchu nad medzou nasýtenia pri danej teplote a tlaku. V bežných „odvzdušnených“ sústavách potom obieha podľa vykonaných meraní od 3% obj. vzduchu za predpokladu dopĺňovania odplynenej vody do 7% obj. vzduchu pri chemickej úprave vody. Inak povedané, v odvzdušnených sústavách sa objem vzduchu pohybuje v rozsahu od 30 do 70 litrov vzduchu na 1 m³ vody. Táto zmes (niektorí autori ju celkom trefne označujú termínom „pružná voda“) je potom príčinou „nevysvetliteľného“ hluku armatúr a zavzdušňovania v niektorých častiach sústavy a to je jeden z dôvodov, prečo hrá dôležitú úlohu aj vzťah čerpadla a regulačnej armatúry.

3.4. Vzťah čerpadla a regulačných armatúr

Tak ako vzájomná poloha čerpadla a expanznej nádoby ovplyvňuje globálny priebeh tlaku v sústave, vzájomné umiestnenie čerpadla, expanzného zariadenia a regulačnej armatúry ovplyvňuje tlakové pomery v odbernom mieste.

Na nasledujúcich štyroch obrázkoch je preto porovnanie najbežnejších zapojení regulačných armatúr v kombinácii s čerpadlami na prívode aj na spiatočke.

Na obr. 3.6 je tlakový diagram sústavy s čerpadlom na spiatočke a s regulačnými armatúrami na prívode odberných miest. Podobne ako na obr. 3.2 je nutné udržiavať pomerne vysoký statický tlak p_{s2} , aby nedochádzalo k zavzdušňovaniu odberných miest a čiarkovaný priebeh opäť naznačuje situáciu pri zníženom prietoku oproti návrhovému. Predpokladajme pre názornosť (rovnako ako na nasledujúcich obrázkoch), že odberné miesta majú rovnaké pripojovacie hodnoty a sú rovnaké aj výškovo. Aj tu je vidieť, že pri zníženom prietoku zasiahne podtlak väčšiu časť objektu 1 a čiastočne aj 2, aj keď v prípade tohto objektu sa prevádzkové problémy pri návrhovom stave pravdepodobne neprejavia.



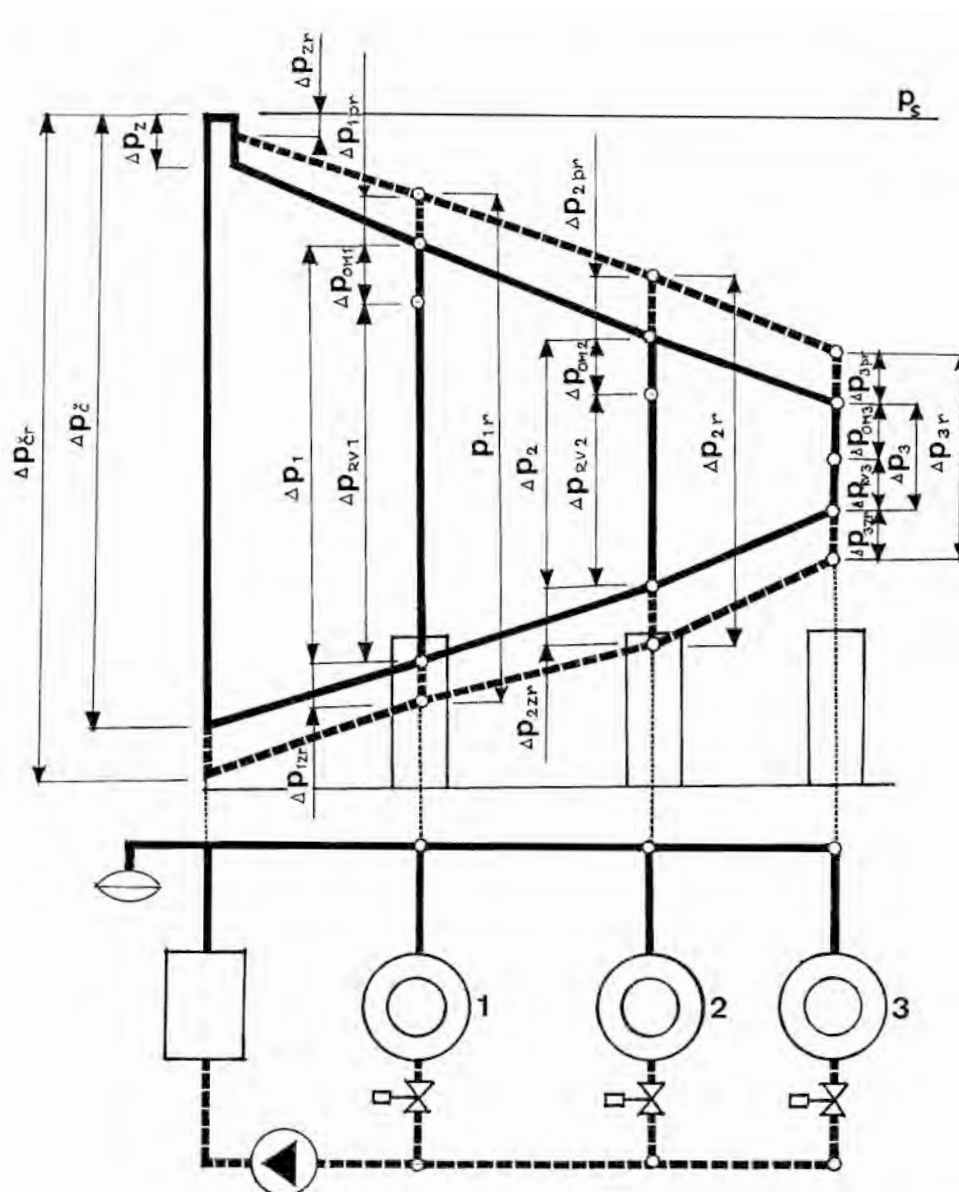
Obr. 3.6. Sieť CZT s čerpadlom na spiatočke a regulačnými armatúrami na prívode

Podľa obr. 3.6 majú odberné miesta dispozičný tlak Δp_1 až Δp_3 . Pri zníženom prietoku tento tlak narastá na hodnoty Δp_{1r} až Δp_{3r} , kde napr. pre odberné miesto č. 2 platí $\Delta p_2 = \Delta p_2 + \Delta p_{2zr} + \Delta p_{2pr}$ a kde Δp_{2zr} znamená nárast dispozičného tlaku vplyvom poklesu strát spiatočky a analogicky Δp_{2pr} nárast vplyvom poklesu strát pri zníženom prietoku prírodného potrubia. Za nominálneho stavu spracováva regulačný ventil napr. odberného miesta č. 2 tlak Δp_{RV2} , ktorý pri zníženom prietoku narastá podľa predchádzajúceho na $\Delta p_{RV2} + \Delta p_{2zr} + \Delta p_{2pr}$, ale je nutné počítať aj s poklesom tlakovej straty odberného miesta pri zníženom prietoku, takže tento nárast bude ešte o niečo vyšší. Z diagramu je tiež veľmi dobre vidieť, že jednotlivé armatúry musia spracovávať (často podstatne, hlavne pri chladiacich sústavách) rozdielne tlakové spády, aj keď sú odberné miesta výkonovo zhodné. Táto skutočnosť je daná rozdielnym dispozičným tlakom jednotlivých odberných miest a preto by mali mať tieto armatúry aj rozdielne svetlosti (Kv hodnoty).

Inými slovami, ak pracuje regulačná armatúra v sieti, kde jeden ventil ovplyvňuje druhý, mala by byť navrhovaná priamo „na mieru“ každého odberného miesta. Podľa bežného návrhu budú totiž bohužiaľ s najväčšou pravdepodobnosťou všetky regulačné armatúry zhodnej svetlosti aj Kv hodnoty, pretože drvivá väčšina projektantov navrhne ventil na určitý prietok (ktorý je v našom prípade rovnaký vo všetkých odberných miestach) a jednotnú zvolenú tlakovú stratu, ktorá vyplýva zo všeobecne prijímanej, ale nesprávnej definície autority ventilu. Tak bude dochádzať k tomu, že armatúry hydraulicky bližšie budú pracovať s nižšou autoritou, väčšou deformáciou charakteristiky a menším pracovným zdvihom. Hlavne pri zníženom prietoku sa môže objaviť u hydraulicky bližších armatúr hluk a kavitácia.

Zapojenie podľa obr. 3.6 charakterizuje isté zavzdušňovanie odberných miest (podľa obrázku bude miesto č.1 zavzdušnené pri všetkých prevádzkových stavoch, odberné miesto č.2 pri zníženom prietoku), pretože sieť pracuje v podtlaku a tento nepriaznivý stav je umocnený spracovávaním dispozičného tlaku pre jednotlivé odberné miesta na privode. Potrebný tlak pre vlastný objekt č.1 (jeho tlaková strata Δp_{OM1}) prebieha potom graficky pod nutnou statickou výškou objektu a pri zníženom prietoku nastane to isté aj v objekte č.2. Preto môžeme túto kombináciu označiť za nevhodnú (s výnimkou pomerne zriedkavých prípadov, kedy je hladina statického tlaku p_s dostatočne vysoká).

Tak ako sa tradične umiestňujú čerpadlá na spiatočku aj teraz, je možné označiť za určitú tradíciu umiestňovanie regulačných armatúr tiež na spiatočku, viď. obr. 3.7.



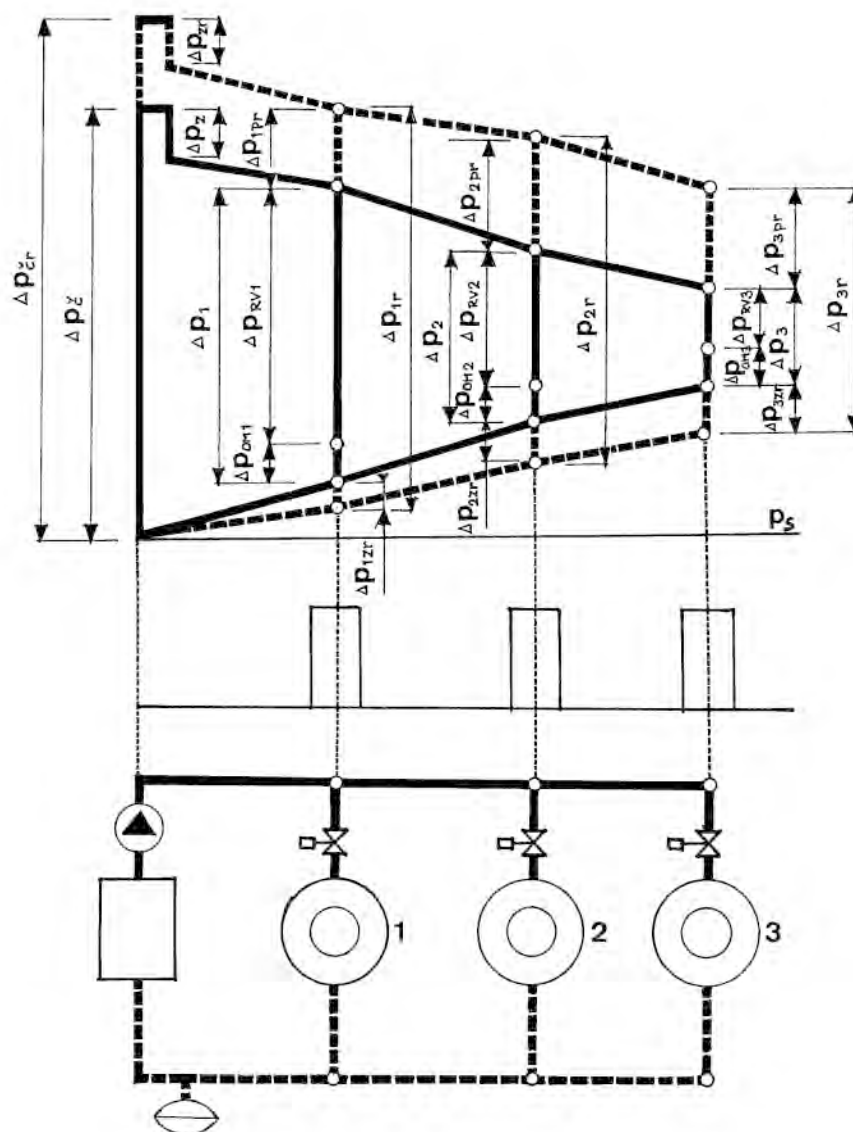
Obr. 3.7. Sieť CZT s čerpadlom na spiatočke a regulačnými armatúrami na spiatočke

Situácia je vrátane značenia zhodná s obr. 3.6, ale zapojenie podľa obr. 3.7 má tú podstatnú výhodu, že vlastné škrtenie prebieha na spiatočke, čo prináša odberným miestam pri rovnakej tlakovej strate ako v prípade obr. 3.6 vyššiu hladinu celkového tlaku. Relatívny podtlak je podľa obr. 3.7 nižší, čo vyplýva z porovnania priebehu spracovávania dispozičného tlaku jednotlivými odbernými miestami na obrázkoch 3.6 a 3.7.

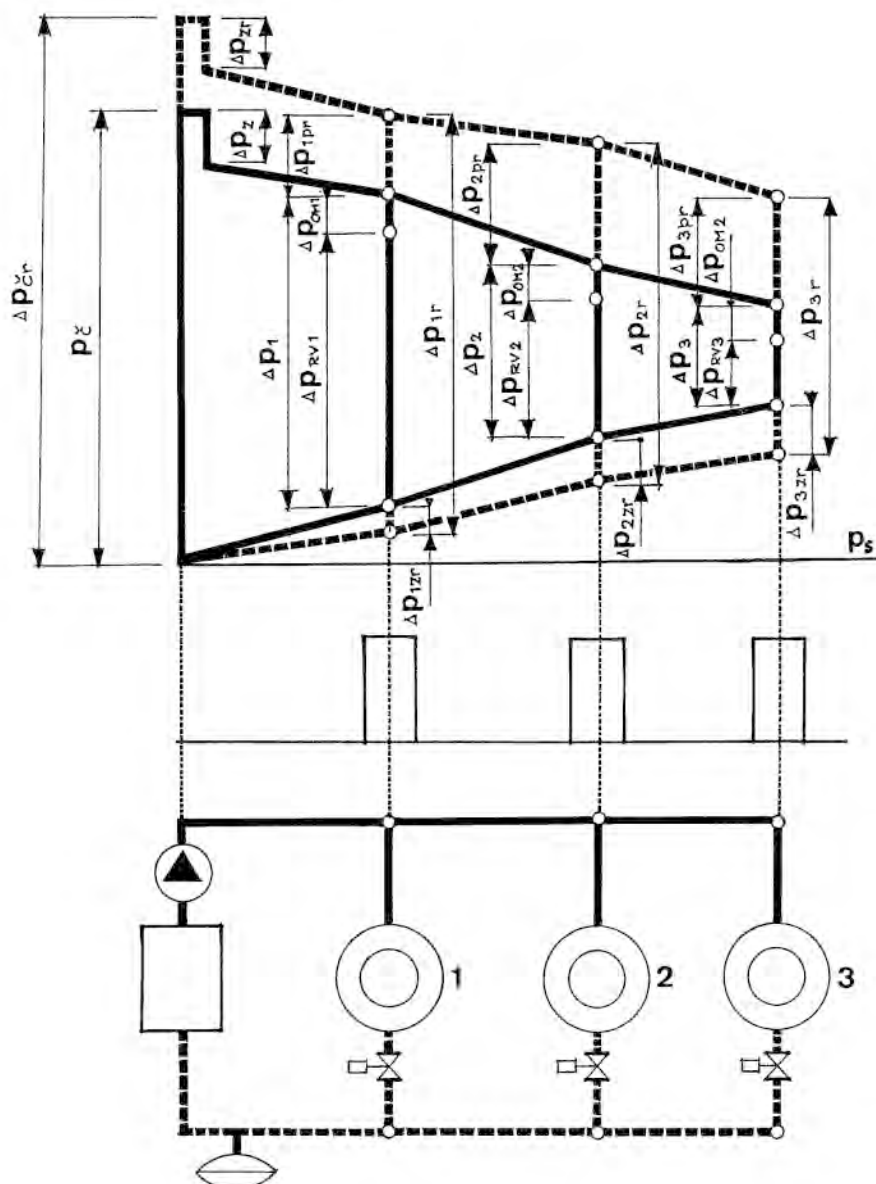
Usporiadanie podľa obr. 3.7 môžeme označiť za najrozšírenejšie a v tomto prípade ide v rámci takéhoto vzťahu čerpadiel a expanzného zariadenia o veľmi dobrú tradíciu. Tu už nedôjde k zavzdušneniu žiadneho odberného miesta, ale je treba počítať s kavitáciou a hlukom regulačnej armatúry 1. odberného miesta, pri čiastočnom zaťažení aj 2. odberného miesta. Preto by v takomto zapojení mali byť regulačné armatúry kontrolované na kavitáciu, hlavne u hydraulicky bližších miest. Taktiež tu, pokiaľ boli armatúry navrhnuté iba podľa prietoku a zvolenej tlakovej straty, musíme počítať so zhoršenými regulačnými vlastnosťami a nevýhodným priebehom ich charakteristík u miest hydraulicky bližších, ale hlavne s hlukovými prejavmi, pretože podľa tejto schémy pracujú armatúry v miestach nízkeho celkového tlaku.

Pokiaľ zaradíme čerpadlo na prívod, problémy s kavitáciou i hlukom budú do značnej miery eliminované, pretože za prevádzky pracuje prakticky celá sústava s tlakom vyšším ako statickým. Na obr. 3.8 je tlakový diagram rovnakej sústavy ako na predchádzajúcich obrázkoch, ale čerpadlo bolo presunuté do prívodného potrubia, čo prináša popísané prevádzkové výhody, vrátane nižšieho potrebného statického tlaku v sústave. Na tejto schéme je názorne vidieť, že armatúry na prívode znižujú hladinu celkového tlaku pre odberné miesta a preto toto usporiadanie môže byť výhodné pre sústavy s veľkým prevýšením, kde musí byť hladina statického tlaku pomerne vysoká.

Na obr. 3.9 je analogická schéma ako na obr. 3.8, ale regulačné armatúry sú umiestnené v spiatom potrubí. Toto usporiadanie zvyšuje naopak celkový tlak v odberných miestach, ktoré tak pracujú bez nebezpečenstva zavzdušňovania. Jediným nebezpečenstvom je tu tlaková odolnosť jednotlivých súčastí odberného miesta, pretože pri tomto usporiadaní sú odbery zaťažované súčtom statického tlaku a dopravnej výšky čerpadiel, čo si vyžaduje v sieťach so značným prevýšením a/alebo veľkou dopravnou výškou čerpadiel dôkladnú kontrolu tlakových pomerov v odberných miestach, pričom by sieť mala byť prepočítaná aj na znížený prietok.



Obr. 3.8. Sieť CZT s čerpadlom na prívode a regulačnými armatúrami na prívode



Obr. 3.9. Sieť CZT s čerpadlom na prívide a regulačnými armatúrami na spiatočke

Ak porovnáme predchádzajúce štyri obrázky, nutne dôjdeme k záveru, že zapojenia na obr. 3.8 a 3.9 sú svojim grafickým priebehom tlakového diagramu prevádzkovo výhodnejšie. Viac-menej množstvo prevádzkových problémov je možné obmedziť u čerpadiel na spiatočke (podľa obrázkov 3.6 a 3.7) umiestnením regulačných armatúr tiež na spiatočke, pretože tak získame vyššiu hladinu celkového tlaku pre odberné miesta, vid'. obr. 3.7. Zapojenie podľa obr. 3.6 (čerpadlo na spiatočke, armatúry na prívide) v sebe spája veľmi veľa nevýhod a nemalo by byť bez dôkladného prepočítania navrhované.

Pri usporiadaní podľa obr. 3.8 a 3.9 ovplyvňujeme umiestnením armatúr hladinu celkového dispozičného tlaku pre odberné miesta, inak sú tieto dve zapojenia rovnocenné. Preto sa často v týchto sústavách umiestňujú armatúry na prívod, aby nebol celkový tlak na jednotlivých odberných miestach príliš vysoký, ale pokiaľ nehrozí nebezpečenstvo prekročenia tlakového stupňa jednotlivých častí kúrenárskej sústavy, je možné armatúry bez problémov osadiť na spiatočku.

Taktiež sa môžeme stretnúť s kombináciou obrázkov 3.8 a 3.9, kde odberné miesta bližšie ku zdroju majú svoje regulačné armatúry na privode (nižšie tlakové namáhanie spotrebiča) a vzdialenejšie na spiatočke (vyšší celkový tlak). Toto zapojenie je hlavne zaujímavé v sústavách s vysokou dopravnou výškou čerpadiel (s vysokými tlakovými stratami).

Vo všetkých prípadoch však platí, že regulačné armatúry by mali byť priradené odberným miestam podľa ich skutočného dispozičného tlaku a nie iba podľa prietoku odberným miestom. Ako vyplýva z grafického porovnania tlakových strát armatúr Δp_{RV1} až Δp_{RV3} na ktoromkoľvek z predchádzajúcich štyroch obrázkov, môžu byť rozdiely medzi jednotlivými tlakovými spádmi značné a závisia od veľkosti vlastnej tlakovej straty siete. Ak však budú armatúry navrhnuté na dispozičný tlak v danom odbernom mieste, dôjde k podstatnému skvalitneniu regulačných procesov a teoreticky k zaregulovaniu celej potrubnej siete.

3.5. Zapojenie okruhov rozdeľovačov a spotrebičov

Požiadavka na funkciu regulácie je rozhodujúca pri voľbe spôsobu hydraulického zapojenia. Nevhodné hydraulické zapojenia bývajú najčastejšími príčinami porúch v prevádzkach zariadení, pričom ak vznikajú problémy pri meraní a regulácii, vo väčšine prípadov je tento stav spôsobený práve nevhodným, alebo priamo chybným hydraulickým zapojením daného technologického okruhu.

Schémy zapojenia okruhov uvádzané v tejto časti sú široko používané v častiach teplovodných sústav, ktoré sú označované ako

- okruhy rozdeľovačov
- spotrebiteľské okruhy

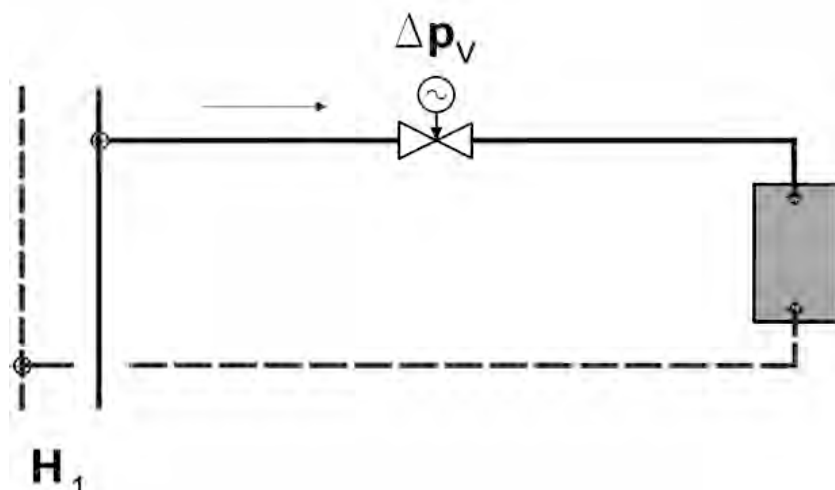
Jednotlivé okruhy je potom možné rozdeliť podľa funkcie a použitého regulačného prvku. Z hľadiska použitého prvku (regulačného orgánu) ide o

- zapojenie s dvojcestnou armatúrou
- zapojenie s trojcestnou armatúrou

3.5.1. Okruhy s dvojcestnou armatúrou

3.5.1.1. Okruhy s dispozičným tlakom v primárnej časti

Regulačný okruh na obr. 3.10 je klasickým zapojením, ktoré je využívané pre široký rozsah aplikácií. Najčastejšie sa uvedená schéma používa pri riešení výmenníkových staníc. Ide o klasické zapojenie, pri ktorom dochádza k zmene výkonu sústavy riadenou zmenou prietoku primárnej siete.

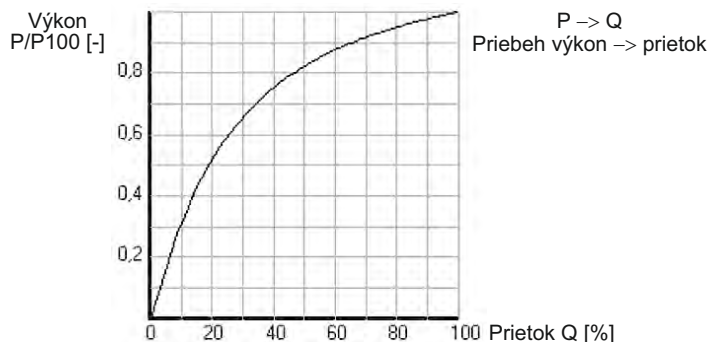


Obr. 3.10. Schéma regulácie dvojcestným ventilom

Pre správny návrh vykurovacej sústavy je nutné dbať predovšetkým na správne určenie tepelných strát (väzba na výkon zdroja a veľkosť teplozmennej plochy), hydraulický výpočet potrubnej siete (tlaková strata), výber obehových čerpadiel (väzba prietok - dopravná výška) a návrh regulačných armatúr.

V prípade, že je správne navrhnuté technologické zapojenie sústavy, stáva sa potom kľúčovým faktorom bezproblémovej funkcie v neskoršej prevádzke stabilné chovanie regulačného systému.

Spotrebič (sústava) podľa obr. 3.10 má svoju vlastnú výkonovú charakteristiku v závislosti na prietoku, ktorá je znázornená na obr. 3.11.



Obr. 3.11. Výkonová charakteristika spotrebiča

Charakteristika spotrebiča podľa obr. 3.11. je navrhnutá pre menovitý teplotný spád 90/70, teplotný exponent 1,3 a vnútorná teplota priestoru, do ktorého je odovzdávaný výkon, je 20 °C (=konšt.).

Autorita ventilu (tiež pomerná tlaková strata ventilu alebo vplyvnosť ventilu) v potrubnej sústave je definovaná ako pomer dispozičného tlaku na ventile pri plnom prietoku média (pri úplne otvorenom ventile) k dispozičnému tlaku pri nulovom prietoku (pri úplne zatvorenom ventile) so vzťahom

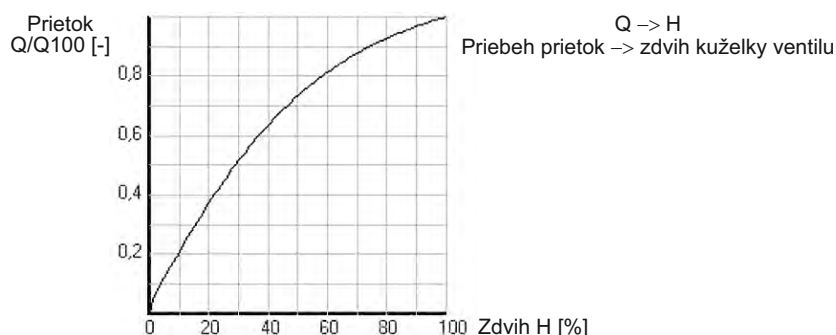
$$a = \frac{\Delta p_{v_{Q_{\max}}}}{\Delta p_{v_{Q=0}}} \Rightarrow \frac{\Delta p_v}{H_1}$$

a má úplne zásadný vplyv na reálny priebeh charakteristiky (teoretickej charakteristiky) armatúry, aj keď tu je skôr vhodné hovoriť o charakteristike sústavy, pretože z hydraulického hľadiska práve autorita celý regulačný okruh podľa obr. 3.10 popisuje.

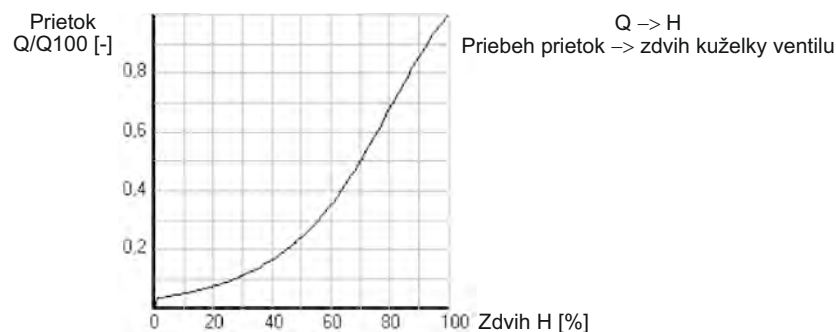
Z definície autority vyplýva, aký percentuálny podiel straty regulovaného okruhu pripadá na regulačnú armatúru (priama väzba na voľbu K_v hodnoty ventilu, resp. jeho eventuálne predimenzovanie). Keď teda máme ventil o známej K_v hodnote a keď poznáme prietok regulovaným okruhom, dokážeme potom jednoducho spočítať, aká tlaková strata pripadá na ventil a aká na potrubnú sieť vrátane spotrebiča. Z tohto dôvodu autorita známeho ventilu popisuje z hydraulického hľadiska celý regulovaný okruh a zahŕňa v sebe ako tlakovú stratu vlastnej armatúry, tak aj ostatných častí regulovaného okruhu. Preto sa tiež prietoková charakteristika ventilu vplyvom autority deformuje (transformuje) na prietokovú charakteristiku sústavy (regulovaného okruhu), práve vplyvom autority.

Z vyššie uvedených dôvodov sa pre dobrú reguláciu prietokového množstva udávajú doporučená, aby bola autorita ventilu vyššia ako 0,5, ale prakticky však postačí hodnota medzi 0,3 a 0,5. Čím viac sa autorita blíži k jednej, tým viac sa prietoková charakteristika sústavy podobá charakteristike ventilu. V menej náročných aplikáciách a pri dobrej znalosti problematiky je však možné regulovať aj pri autorite okolo 0,1, čo ale nie je možné v žiadnom prípade doporučiť ako všeobecnú zásadu pre navrhovanie regulačných armatúr.

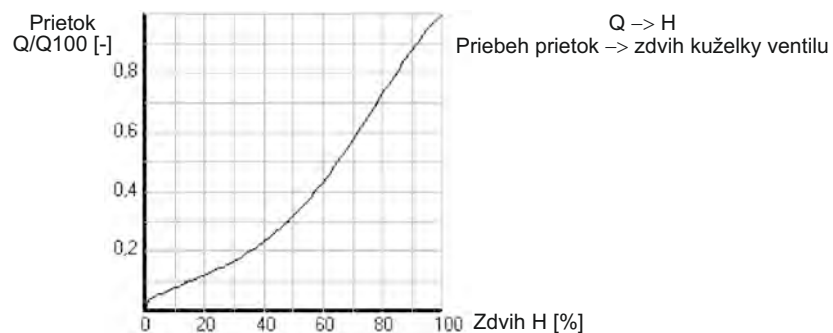
Prietoková charakteristika armatúry sa deformuje v závislosti na hodnote autority podľa vzťahu, ktorý je uvedený v kapitole 2. Grafické znázornenia deformácií uvedených prietokových charakteristík ventilu pri hodnote autority $a = 0,3$ alebo prietokových charakteristík regulovaného okruhu sú potom uvedené na obr. 3.12., 3.13. a 3.14.



Obr. 3.12. Deformácia lineárnej prietokovej charakteristiky ($a=0,3$)

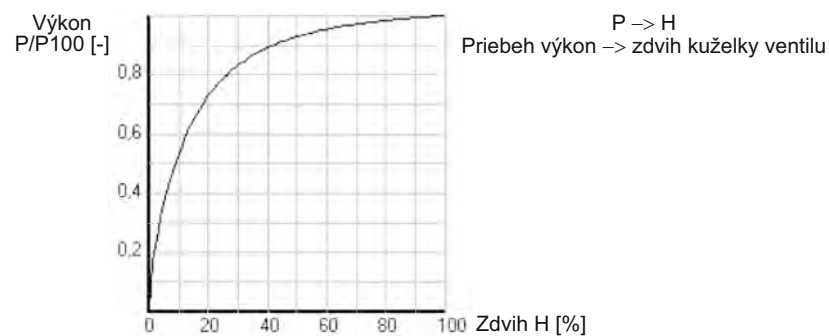


Obr. 3.13. Deformácia rovnopercetnej prietokovej charakteristiky ($a=0,3$)

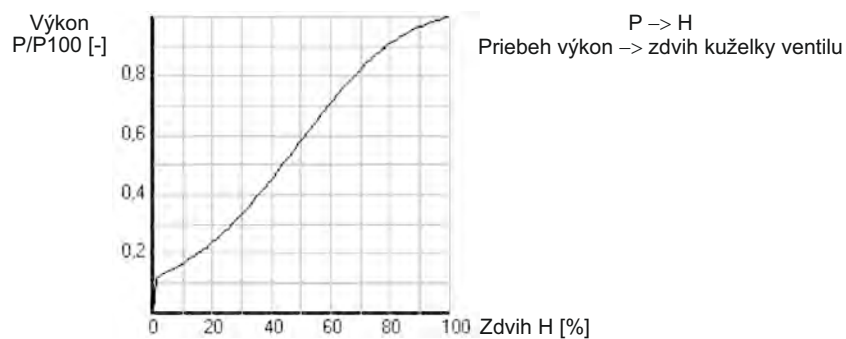


Obr. 3.14. Deformácia prietokovej charakteristiky LDMspline® ($a=0,3$)

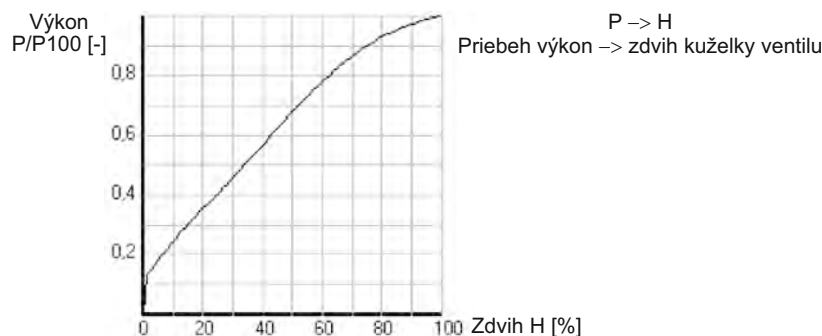
Ak spočítame tieto krivky s krivkou spotrebiča podľa obr. 3.11, dostaneme potom tri varianty závislosti výkonu spotrebiča na zdvihu regulačnej armatúry, viď obr. 3.15., 3.16. a 3.17.



Obr. 3.15. Závislosť výkonu spotrebiča na zdvihu ventilu (lineárna, $a=0,3$)



Obr. 3.16. Závislosť výkonu spotrebiča na zdvihu ventilu (rovnopercentná, $a=0,3$)



Obr. 3.17. Závislosť výkonu spotrebiča na zdvihu ventilu (LDMspline®, $a=0,3$)

Predchádzajúce tri obrázky bývajú väčšinou využívané k vysvetleniu voľby prietokovej charakteristiky ventilu pre konkrétne aplikácie, pričom všeobecne závislosť výkonu tepelného zariadenia na zdvihu armatúry by mala byť pokiaľ možno lineárna. Lineárna závislosť výkonu regulovaného spotrebiča na zdvihu regulačnej armatúry (lineárna regulačná charakteristika okruhu) je základnou podmienkou stability regulačného procesu, pretože rovnakých zmien výkonu dosahujeme pomocou rovnakých zmien zdvihu nezávisle na konkrétnej hodnote výkonu zariadenia (ideálna lineárna závislosť). Potom je regulačný proces stabilný pri ľubovoľnom výkone.

Vyššie uvedené je dôvodom, prečo sa v tepelných aplikáciách má dať prednosť "prehnutým" charakteristikám (rovnopercentná, parabolická, rôzne varianty modifikovaných rovnopercentných charakteristík), práve z dôvodu priebehu charakteristík tepelných spotrebičov v spojitosti s deformáciou prietokových charakteristík armatúr vplyvom autority.

U regulačných charakteristík okruhu (sústavy) podľa obr. 3.15., 3.16. a 3.17. vyjadríme ďalej tzv. koeficient zosilnenia (prenosu) sústavy, ktorý je definovaný vzťahom

$$K_s = \frac{dQ}{dh} = \tan \alpha$$

kde

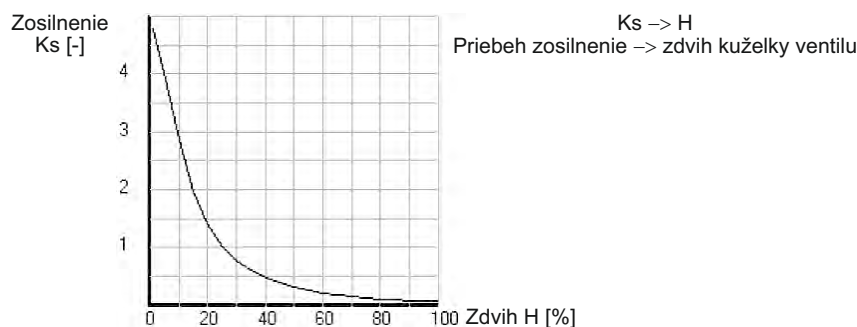
dQ je zmena výkonu zodpovedajúca zmene zdvihu dh

dh je zmena zdvihu zodpovedajúca zmene výkonu dQ

α je smernica dotýčnice bodu na regulačnej charakteristike okruhu (sústavy)

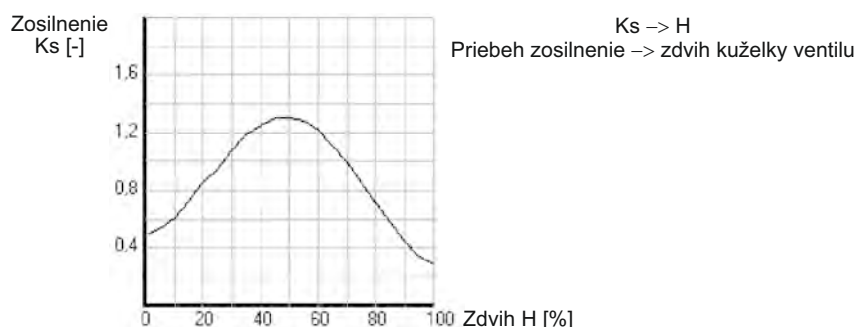
Zosilnenie sústavy dáva prehľad o jej regulovateľnosti, resp. grafický priebeh zosilnenia dáva konečnú odpoveď na regulovateľnosť sústavy v celom priebehu zdvihu armatúry. Vyššie bolo už uvedené, že regulačná charakteristika sústavy by mala byť ideálne lineárna, čo potom znamená, že koeficient prenosu sústavy bude pri $\alpha=45^\circ$ rovný jednej ($\tan \alpha=1$) a bude tiež konštantný (rovnobežný s osou zdvihu ventilu).

Grafické priebehy zosilnenia sústavy sú potom uvedené na obr. 3.18., 3.19. a 3.20.



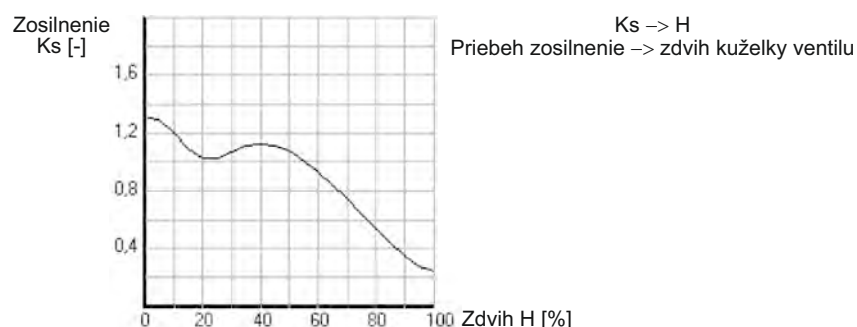
Obr. 3.18. Zosilnenie sústavy pre lineárnu charakteristiku

Z obr. 3.18 je možné vyčítať, že lineárna charakteristika regulačnej armatúry za našich podmienok neprináša prakticky žiadnu odozvu tepelného spotrebiča v posledných 40% zdvihu (K_s je cca 0,1 až 0,2) a prevádzka v prvých 10% zdvihu armatúry vedie k neregulovateľnosti sústavy z dôvodu príliš veľkého zosilnenia (nepatrná zmena zdvihu spôsobuje veľmi veľkú výkonovú odozvu zariadenia). Je možné teda konštatovať, že lineárna charakteristika armatúry je pre riadenie tepelných procesov všeobecne nevhodná a pokiaľ by bola armatúra navyše predimenzovaná (nízka autorita a tým veľká deformácia prietokovej krivky), problémy s nestabilitou regulačného procesu by boli prakticky neriešiteľné. Lineárnu charakteristiku je možné v týchto zariadeniach použiť s úspechom len pre reguláciu v pomerne úzkom pásme zdvihu (typicky technologické tepelné procesy).



Obr. 3.19. Zosilnenie sústavy pre rovnopercntnú charakteristiku

Na obr. 3.19. je situácia za našich modelových podmienok podstatne lepšia, pretože sústava je o niečo menej citlivá na zmenu zdvihu až v posledných cca 20% zdvihu (to je však v praxi nepodstatné ako z hľadiska trvania takého stavu - nominálny výkon, tak aj z dôvodu určitého predimenzovania spotrebiča) a v prvých 15% zdvihu, silnejšia odozva sústavy sa prejavuje medzi cca 30 % až 65 % zdvihu. Preto je rovnopercntná charakteristika všeobecne vhodná pre reguláciu v širokom pásme zdvihu.



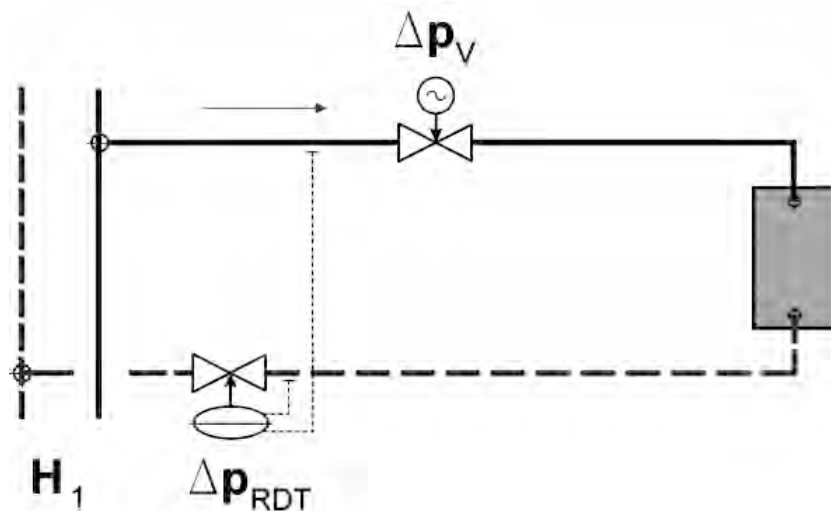
Obr. 3.20. Zosilnenie sústavy pre charakteristiku LDMspline®

Na obr. 3.20. vidíme o niečo menšie zosilnenie sústavy pre túto charakteristiku cca v posledných 20 % zdvihu podobne ako u rovnopercntnej charakteristiky podľa obr. 3.19, ale prakticky od 5% zdvihu ďalej vykazuje použitie tejto charakteristiky priaznivé zosilnenie, v oblasti medzi 15 % až 60 % zdvihu dostávame takmer ideálne parametre a tým pádom výbornú stabilizáciu regulačného procesu. Takýto priebeh je všeobecne dôvodom pre tvorbu modifikovaných rovnopercntných charakteristík, ktoré môžu vyhovovať lepšie nárokom tepelných zariadení, než "čisté" rovnopercntné charakteristiky.

Z vyššie uvedeného vyplýva, že základom je nepredimenzovávať žiadne tepelné zariadenia, hlavne jeho tepelné straty, čerpadlá a regulačné armatúry. Ďalej je potrebné uvážene voľiť prietokovú charakteristiku regulačného ventilu, pretože spolu s autoritou (tá závisí priamo na K_v hodnote, teda na dimenzovaní ventilu) má najväčší vplyv na kvalitu a stabilitu regulačného procesu.

Pozn.: Ak je zapojenie podľa obr. 3.10 aplikované na vzduchotechnické zariadenie väčšieho výkonu, hrozí nebezpečenstvo vzniku nežiaduceho rozvrstvenia teplôt na výstupe z ohrievača vzduchu. Je to spôsobené reguláciou škrtením a tým pri regulačnom procese dochádza k znižovaniu prietokového množstva vykurovacej vody a k veľkému teplotnému spádu na primárnej strane. Z tohto dôvodu je nutné uvážene voliť miesto merania teploty ohrievaného vzduchu.

Zo zapojenia na obr. 3.10 vychádza celá rada modifikácií, niekedy z dôvodu ochrany ventilu pred účinkami kavitácie alebo hlučnosti býva regulačná armatúra umiestnená na vratnom potrubí. V prípade, že je k dispozícii veľmi veľký diferenčný tlak, býva celý okruh vybavený aj regulátorom diferenčného tlaku, viď. obr. 3.21, ktorý stabilizuje tlakové pomery na ventile a spotrebiči.

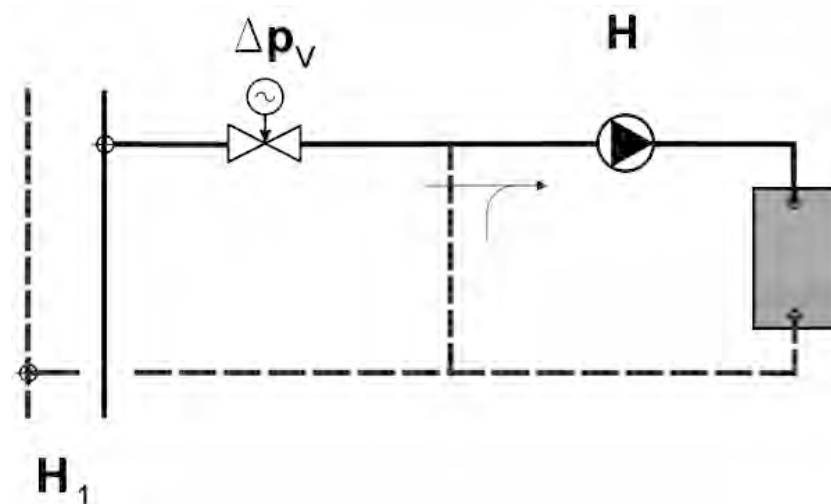


Obr. 3.21. Schéma regulácie dvojcestným ventilom s regulátorom diferenčného tlaku

Tým dôjde k zníženiu nárokov na regulačný orgán vplyvom rozdelenia tlakov na dva prvky. V tomto prípade je nutné upraviť vzťah pre výpočet autority ventilu:

$$a = \frac{\Delta p_v}{H_1 - \Delta p_{RDT}}$$

Ďalším reprezentantom v použití dvojcestnej armatúry je nasledujúca schéma uvedená na obr. 3.22. Zapojenie je používané pri tlakovo závislom napojení objektov na primárne teplovodné sústavy. Uvedená schéma zapojenia je vhodná aj pre okruhy chladiacich sústav.



Obr. 3.22. Schéma regulácie s dvojcestným ventilom a pevným skratom

Autorita ventilu je definovaná ako $a = \frac{\Delta p_v}{H_1}$ pri zadanych podmienkach (prietok, H1).

Regulačný ventil svojim zdvihom určuje zmiešavací pomer medzi kúrenárskou vodou z primárnej časti siete a spätnou kúrenárskou vodou zo sústavy prítomnej v skrate. Ventil musí spracovať všetok tlak z primárnej časti siete. Pre prípad výpadku obehového čerpadla je možné do skratu osadiť spätnú klapku, ktorá zabráni vráteniu sa privodnej kúrenárskej vody z primárnej časti do spiatočky. Výhodou tohto zapojenia je možnosť jednoduchým spôsobom navrhnuť sekundárnu časť sústavy na vyššie obehové množstvo s nižšou vstupnou teplotou: $t_{1SEK} < t_{1PRIM}$ (pre kúrenárske sústavy) a s vyššou vstupnou teplotou: $t_{1SEK} > t_{1PRIM}$ (pre chladiace sústavy).

Prietoky jednotlivými okruhmi sa potom stanovia podľa rovnosti tepelnej bilancie ako

$$m_{PRIM} \cdot (t_{1PRIM} - t_{2PRIM}) = m_{SEK} \cdot (t_{1SEK} - t_{2SEK})$$

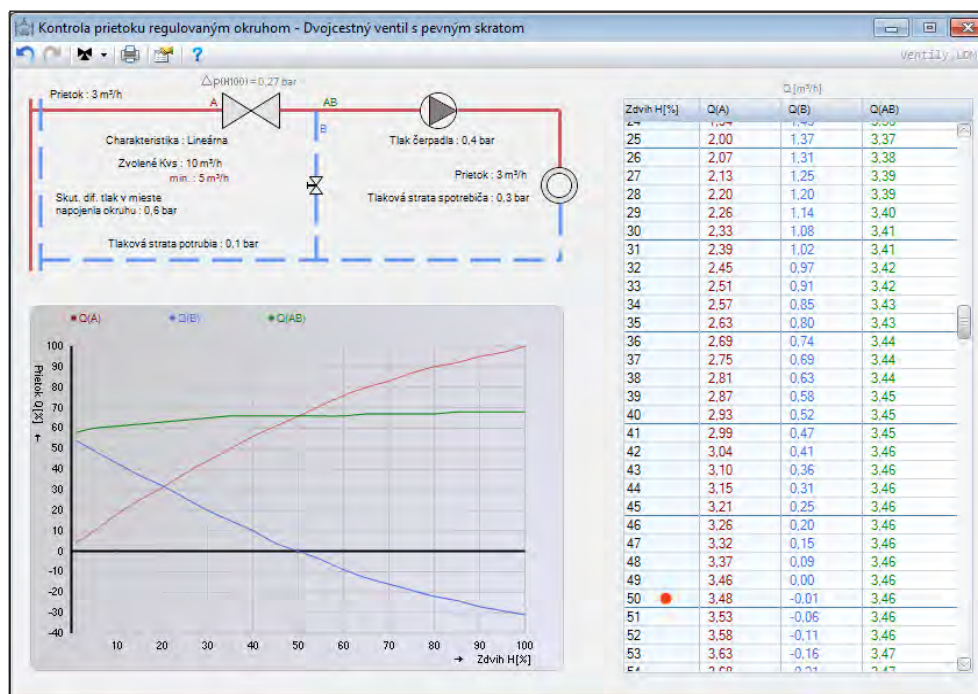
kde pri správnej funkcii platí: $t_{2PRIM} = t_{2SEK}$

Z dôvodu ochrany ventilu pred účinkami kavitácie alebo hlučnosti je možné regulačnú armatúru umiestniť do vratného potrubia. Premiestnením ventilu do vratného potrubia dôjde k zvýšeniu celkového tlaku v sekundárnej časti sústavy. Dopravná výška obehového čerpadla H je navrhovaná iba na tlakovú stratu sekundárnej časti, t. j. bez regulačného ventilu V.

V zapojení podľa obr. 3.22 však platí zásadné pravidlo, a tým je nepredimenzovávať, tzn. projektant by mal skutočne poznať diferenčný tlak v danom mieste pripojenia. V tomto zapojení vzniká tiež množstvo problémov, založených na mýte, že zapojenie podľa obr. 3.22 je absolútne bezpečné, takže si množstvo projektantov nerobí príliš ťažkú hlavu s jeho návrhom.

Pokiaľ takýto ventil predimenzujeme, dostávame sa do veľmi ťažko riešiteľného stavu podľa obr.3.23, kde k obráteniu prúdenia dochádza v našom prípade v cca 50% zdvihu. Náprava spočíva v inštalácii regulátora diferenčného tlaku (ktorej sme sa ale chceli vyhnúť práve voľbou tohto zapojenia) alebo v zmene charakteristiky (väčšinou rovnopercentnej), ale najviac by pomohla voľba správnej Kv hodnoty.

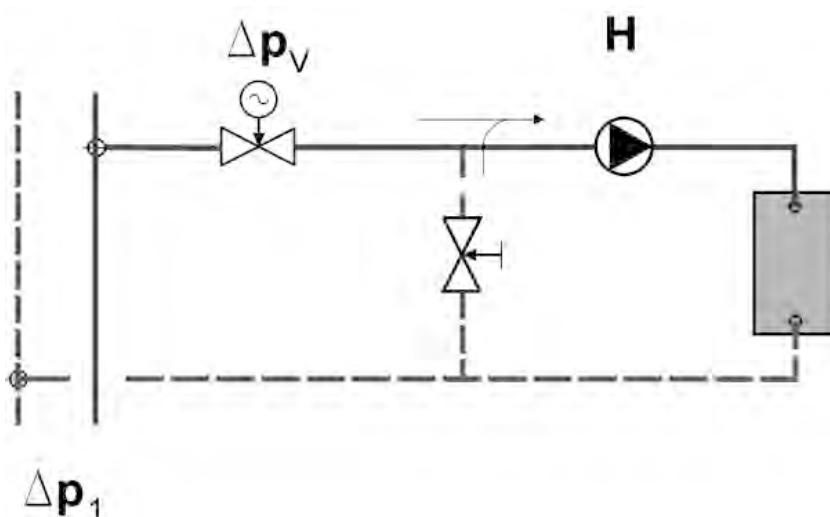
Ako teda vyplýva z obr. 3.23, zapojenie s dvojcestným ventilom a pevným skratom nie je z hľadiska obrátenia prúdenia pri nevhodnom návrhu ani zďaleka tak bezpečné, ako si po roky mysleli generácie kúrenárov.



Obr. 3.23. Predimenzovaný dvojcestný ventil s pevným skratom

3.5.1.2. Okruh s pasívnym tlakom v primárnej časti

Regulačný okruh na obr. 3.24 je možným, aj keď v menšej miere používaným zapojením. Zapojenie je využívané pre aplikáciu, kde $m_{SEK} > m_{PRIM}$, t. j. najčastejšie pre podlahové vykurovanie.



Obr. 3.24. Schéma regulácie dvojcestným ventilom a nastaviteľným skratom

Autorita ventilu je definovaná ako
$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + p_1}$$

Pre celý okruh platí bilancia

$$\text{hmotnostná: } m_{SEK} = m_{PRIM} + m_{SKRAT}$$

$$\text{tepelná: } m_{SEK} \cdot (t_{1SEK} - t_{2SEK}) = m_{PRIM} \cdot (t_{1PRIM} - t_{2PRIM}), \text{ kde } t_{2PRIM} = t_{2SEK}$$

Ručný regulačný ventil je nastavený na tlakovú stratu $\Delta p_{RRV} = \Delta p_V + \Delta p_1$ pri hmotnostnom prietoku $m_{SKRAT} = m_{SEK} - m_{PRIM}$.

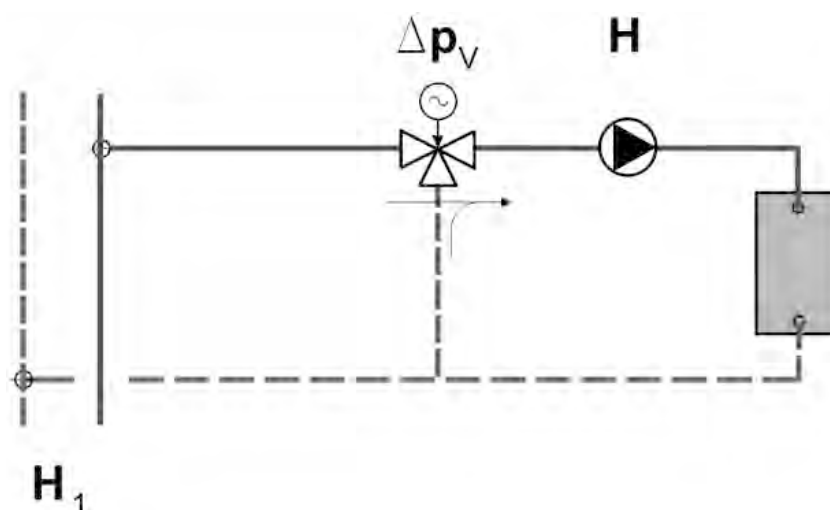
Dopravná výška obehového čerpadla H je navrhovaná na spoločnú tlakovú stratu sekundárnej časti, regulačného ventilu V a tlakovú stratu Δp_1 .

3.5.2. Okruhy s trojcestnou armatúrou

Trojcestné regulačné ventily sú veľmi často používaným prvkom pri riešení regulačných zapojení a sú využívané ako pre možnosť zmiešavania, tak aj pre svoju schopnosť pracovať ako rozdeľovací ventil, pokiaľ sú pre túto funkciu konštruované.

3.5.2.1. Okruhy s dispozičným tlakom v primárnej časti

Regulačný okruh na obr. 3.25 je prvý z možných spôsobov osadenia trojcestného regulačného ventilu. Táto aplikácia, často realizovaná, však so sebou nesie určité riziko.



Obr. 3.25. Trojcestný ventil zaťažený tlakom z primárnej časti

Autorita ventilu je definovaná ako $a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + H_1}$

V prípade, že je tlak H_1 z primárnej časti siete veľmi veľký, môže dôjsť v skrate k obráteniu smeru prúdenia vody, vid'. aj kap. 2.9.1. Pre posúdenie nebezpečenstva vzniku tohto nežiaduceho stavu je možné použiť nasledujúci vzťah:

$$H_1 \geq \frac{1}{\frac{1}{\Delta p_V} - \frac{1}{H}}$$

kde

H_1 je diferenčný tlak v mieste napojenia okruhu

Δp_v je tlaková strata regulačného ventilu

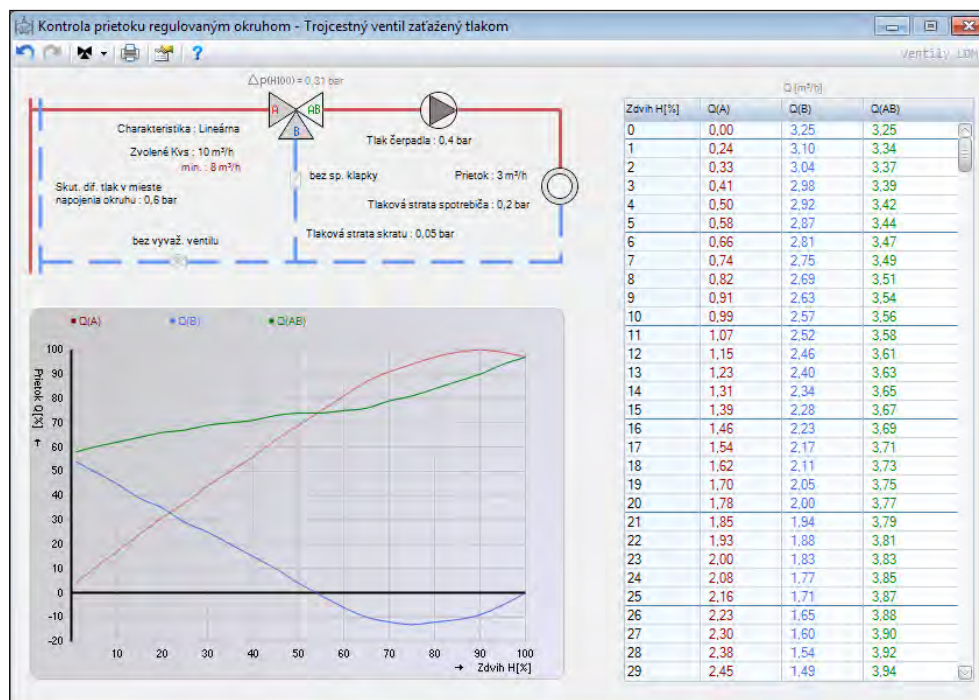
H je dopravná výška sekundárneho čerpadla

Pri rovnosti obidvoch strán predchádzajúcej rovnice dôjde k stavu, keď je prúdenie skratom (portom B) už zastavené a zmiešavací proces sa pri ďalšom otvorení portu A stáva neúčinným.

V praxi sa tento stav prejavuje tak, že pri určitej hodnote zdvihu začína regulačná armatúra, resp. jej pohon kmitať (regulátor sa snaží nastaviť zmiešavací pomer) a nedochádza k maximálnemu zdvihu armatúry. Ďalším sprievodným javom je vysoká teplota spiatočky, vyššia než zodpovedá teplote spiatočky bezprostredne za spotrebičom.

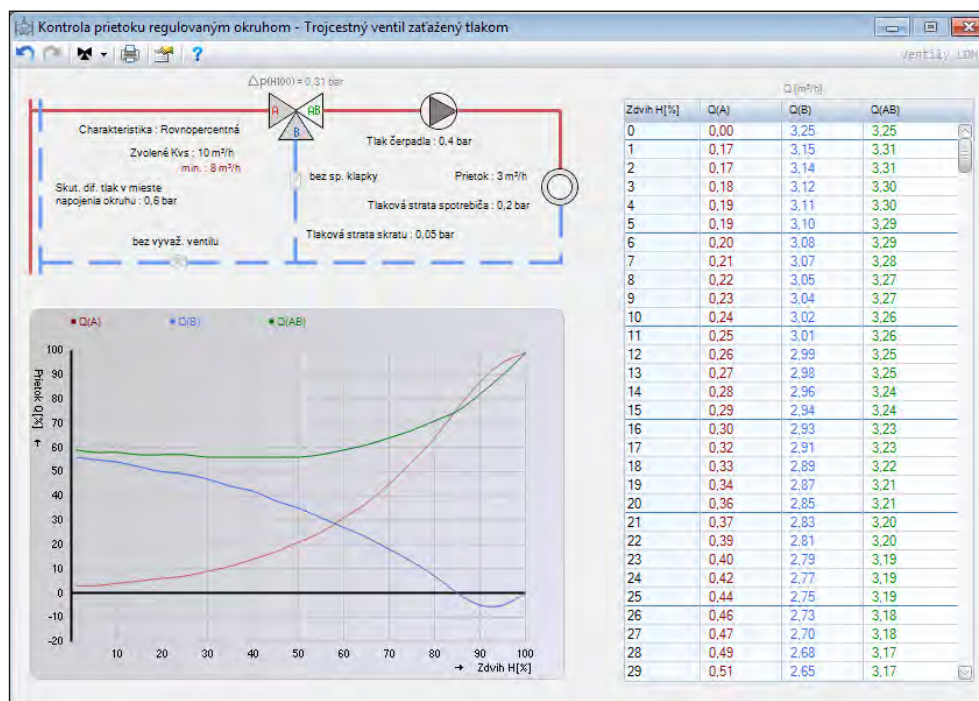
V predchádzajúcom texte bol nastolený problém prevádzkového správania sa trojcestných ventilov, teraz je možné pozrieť sa na možnosti riešenia alebo aspoň čiastočnej nápravy tohto stavu.

- 1) Armatúra by nemala byť predimenzovaná - tu v podvedomí projektantov pôsobí myšlienka, že na veľkosti (svetlosti, resp. Kv hodnoty) trojcestnej armatúry nezáleží. To je primerane pravda pri kotloch, tzn. v prípadoch, keď ventil nie je v porte A zaťažovaný žiadnym tlakom, ale túto poveru nie je možné aplikovať na vyššie uvedené zapojenia. Problém s veľmi vysokým Kv je možné do určitej miery eliminovať regulátorom diferenčného tlaku alebo znížiť Kv použitého ventilu.
- 2) Do určitej miery je možné tiež problém kompenzovať zmenou charakteristiky v porte A - na obr. 3.26 je znázornené správanie zmiešavacieho uzla s lineárnou charakteristikou.



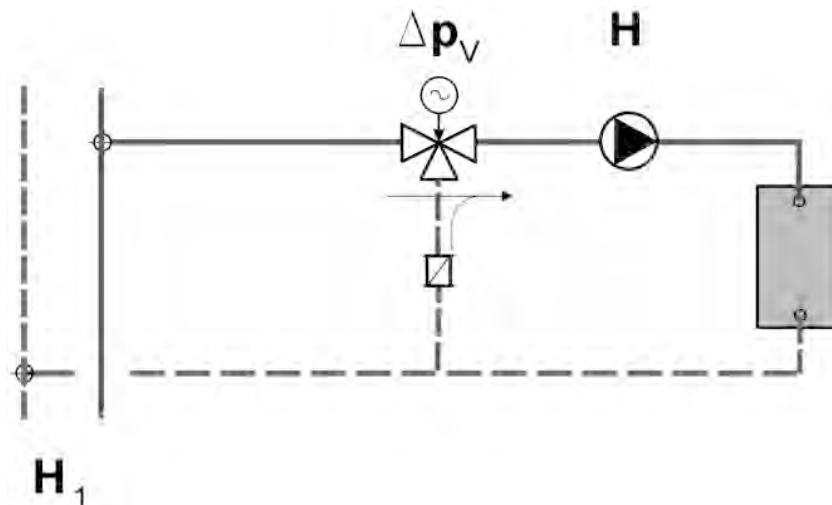
Obr. 3.26. Trojcestný ventil zaťažovaný tlakom z primárnej časti (lineárna charakteristika)

Pri zachovaní všetkých pomerov v uzle sme zmenili charakteristiku na rovnopercentnú. V prípade podľa obr. 3.27 sme vylepšili zdvih armatúry na cca 85 %, čo už býva pre regulačný systém akceptovateľné. Je však treba si uvedomiť, že problém principiálne vyriešený nie je, zmiernili sme len dôsledky nevhodného návrhu

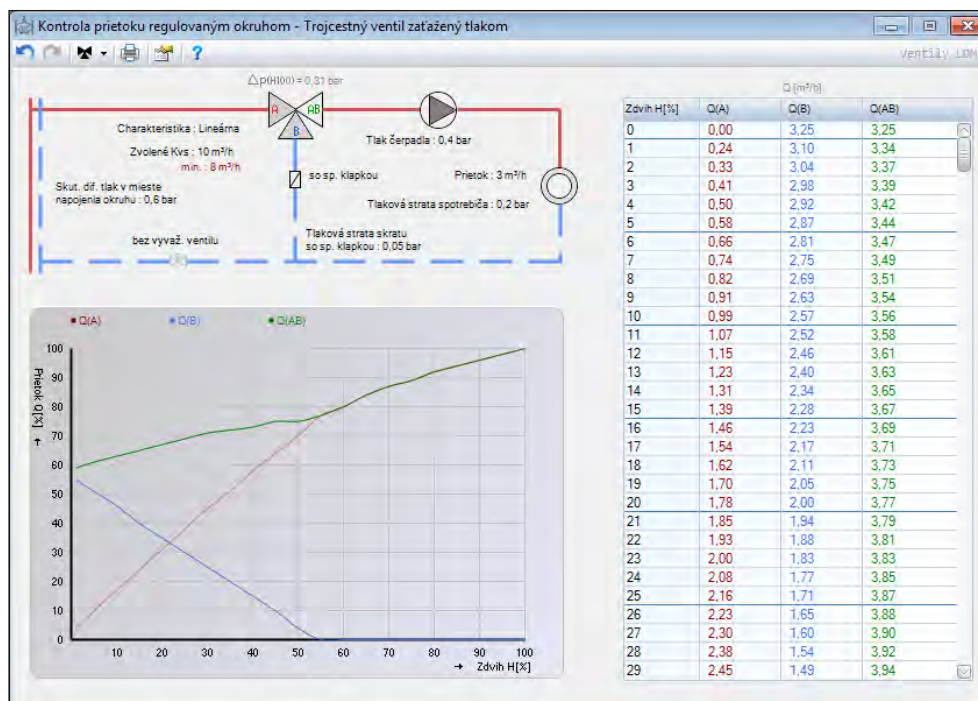


Obr. 3.27. Trojcestný ventil zaťažený tlakom z primárnej časti (rovnopercentná charakteristika)

- 3) Ako už bolo uvedené vyššie, prevrátenie smeru prietoku spôsobuje zvyšovanie teploty spiatočky v primárnej časti siete. Tento stav býva často riešený vložением spätnéj klapky do skratu, ktorá skutočne zabráni obráteniu prúdenia. Vlastná schéma a priebeh sú zrejme z obr. 3.28 a 3.29.



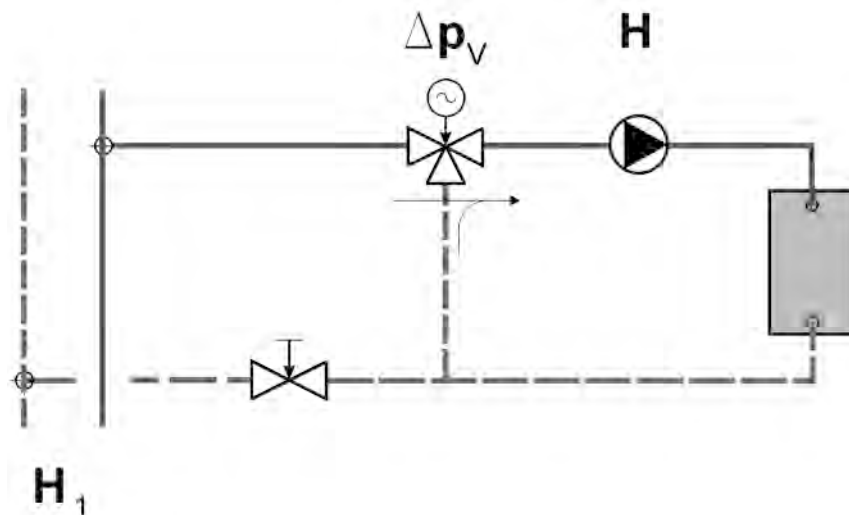
Obr. 3.28. Trojcestný ventil zaťažený tlakom z primárnej časti so spätnou klapkou



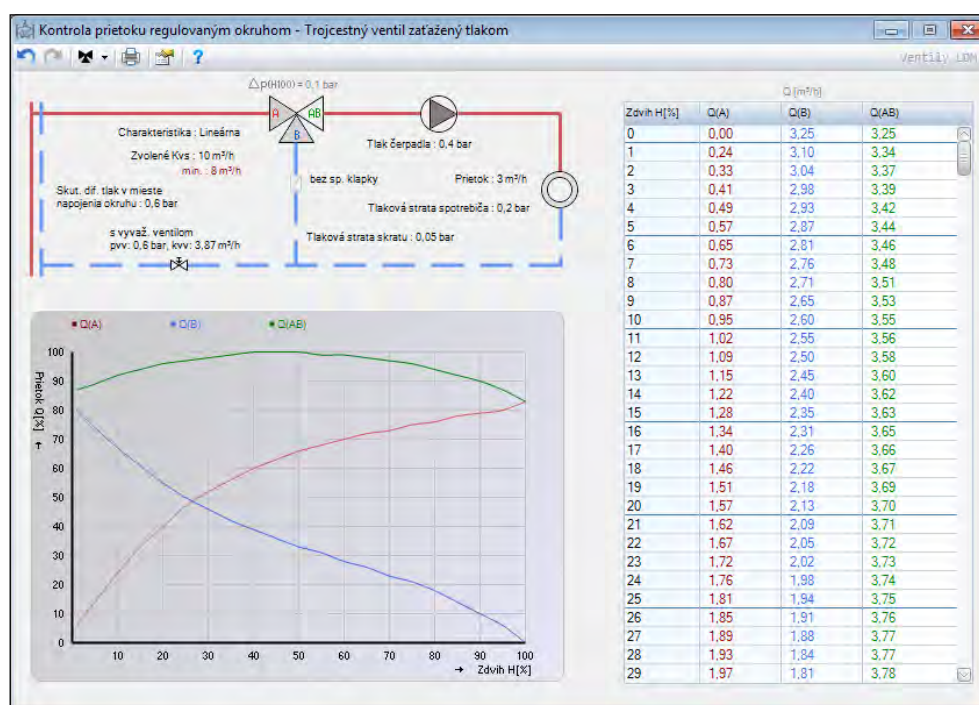
Obr. 3.29. Priebeh zmiešavania so spätnou klapkou

Z priebehu zmiešavania je zrejmé, že jediné, čo bolo dosiahnuté je zamedzenie obrátenia smeru prietoku v porte B a tým aj k zabezpečeniu rovnakej teploty spiatočky ako je teplota spiatočky zo spotrebiča. Radosť z úspechu týmto spôsobom riešenia je však skalená poznáním, že z hľadiska vlastnej kvality regulačného procesu nebolo dosiahnuté vôbec nič. Veľkej obľube sa v súčasnej dobe tešia klapky s prítlačnou pružinou pre dosiahnutie bezpečnej tesnosti. Vzhľadom k ich konštrukcii je možné na ne v tomto prípade pozeráť ako na nechcené prepúšťacie ventily, pretože tieto klapky k svojmu otvoreniu vyžadujú určitý tlakový rozdiel medzi vstupným a výstupným hrdlom. Požadovaný tlakový rozdiel je až o jeden rád vyšší ako je tomu u klapiek bez pružín, pričom táto vlastnosť dokáže v praxi skomplikovať požiadavku na spojitý priebeh zmiešavacích charakteristík. Svoje skúsenosti už majú kolegovia MaR, ktorí sa niekedy nestačia diviť záhadnému správaniu, ktoré sa prejavuje skokovou zmenou regulovanej teploty v zmiešavacom okruhu (t. j. na výstupe z portu AB) pri nepatrnej zmene zdvihu trojcestnej armatúry. V týchto prípadoch je prakticky nemožné doceliť požadovanú teplotu, zvlášť v prechodnom období. Pri použití spätnej klapky je potrebné si znovu uvedomiť, že z čisto regulačného hľadiska je rovnaké, či je prúdenie portom B zastavené alebo je obrátené a naviac tento spôsob riešenia prináša isté nežiaduce riziká.

- 4) Ďalšou možnosťou, ako zabrániť prevráteniu hmotnostného prietoku vo vetve B, je inštalácia vyvažovacieho ventilu do primárnej časti siete na vratné potrubie. Tým dôjde k úplnej eliminácii diferenčného tlaku v mieste napojenia okruhu, za predpokladu, že regulačný ventil má plne otvorený port A. So zmenou polohy trojcestného ventilu (uzatváranie portu A) bude kompenzačná schopnosť vyvažovacieho ventilu klesať a pôvodne eliminovaný tlak sa tak začne prejavovať v narastajúcej deformácii zmiešavacích charakteristík. Na obr. 3.30 a 3.31 je uvedený prípad s ventilom s lineárnou charakteristikou v porte A.



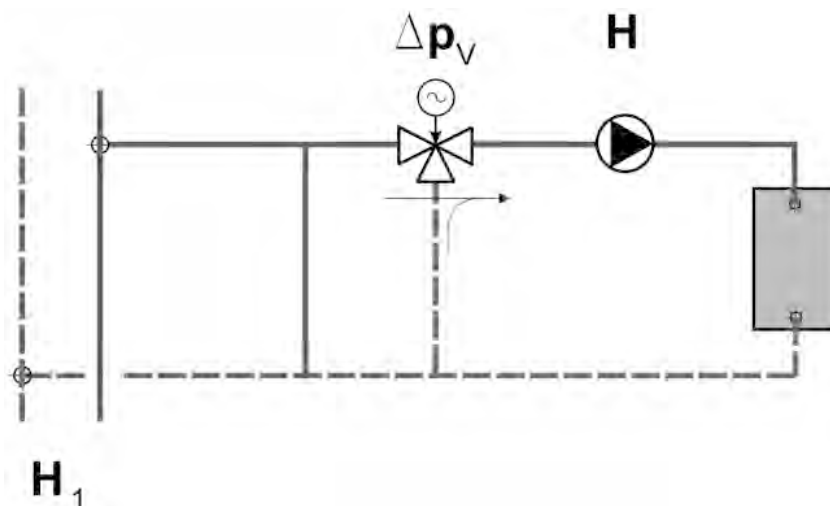
Obr. 3.30. Trojcestný ventil zaťažený tlakom z primárnej časti s vyvažovacím ventilom



Obr. 3.31. Pribeh zmiešavania s vyvažovacím ventilom

Z vyššie uvedených možných stavov je preto nutné zabrániť v maximálnej miere možnému vzniku diferenčného tlaku na vstupných hrdlách trojcestnej regulačnej armatúry. Pokiaľ sa technickými prostriedkami nedarí urobiť takéto opatrenia, je vhodnejšie použiť iný spôsob zapojenia, napr. podľa obr. 3.22.

Ďalším možným riešením je zaradiť pred trojcestnú armatúru skrat podľa schémy na obr. 3.32.



Obr. 3.32. Regulácia trojcestným ventilom so skratom primárnej strany

Takto prevedené zapojenie eliminuje svojim správne navrhnutým skratom akýkoľvek možný diferenčný tlak. Skrat prakticky spôsobí vyrovnanie tlakov na hrdlách A a B regulačného ventilu. Toto zapojenie je široko využívané pri aplikáciách, kde nie je vyžadované vychladzovanie spiatocky, lebo v tomto prípade dochádza k prepúšťaniu teplej prívodnej vody do vratnej vetvy pri zatváraní ventilu v hrdle A. Autorita regulačného ventilu sa vždy blíži hodnote $a=1$. Dopravná výška sekundárneho obehového čerpadla H je navrhovaná na tlakovú stratu sekundárnej časti vrátane regulačného ventilu V.

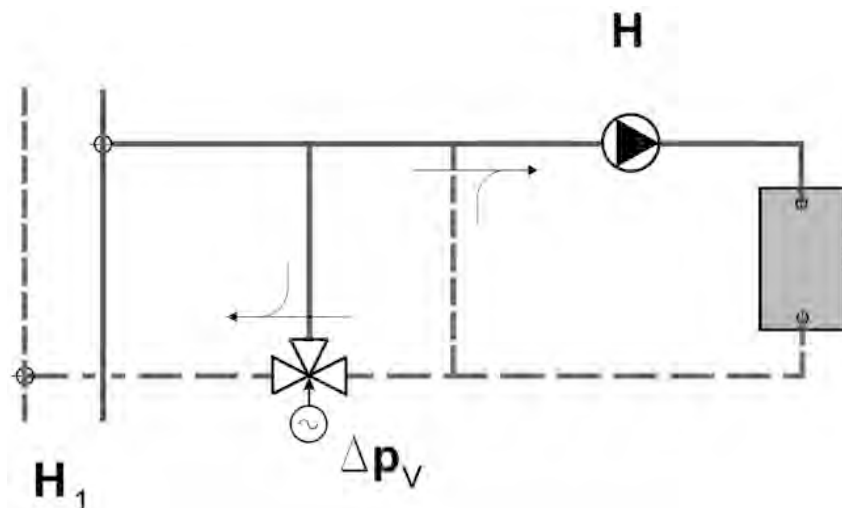
Použitie pevného skratu pred ventilom podľa obr. 3.32 je všeobecne považované za "bezpečné" zapojenie a vo veľkej väčšine prípadov tomu tak skutočne je, ale vždy je potrebné mať na pamäti, že pevný skrat má tiež určitú tlakovú stratu, ktorá sa premieta na trojcestný ventil vo forme diferenčného tlaku na vstup A.

Preto ani nevhodne navrhnutý pevný skrat nedokáže vždy zabrániť prevráteniu prúdenia vo vstupe A, pokiaľ bol trojcestný ventil veľmi predimenzovaný, viď. obr. 3.33.



Obr. 3.33. Predimenzovaný trojcestný ventil so skratom primárnej strany

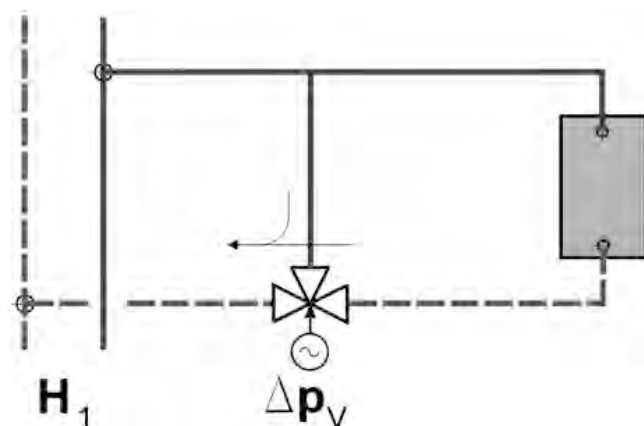
Alternatívnym riešením k obrázku 3.32 je schéma zapojenia so skratom na strane sekundárnej časti a regulačným ventilom umiestneným na vratnej vetve primárnej časti, vid'. obr. 3.34. Schéma zapojenia je využívaná tiež v prípade, keď obiehajúce množstvo teplonosnej látky v sekundárnej časti je väčšie ako v primárnej. Týka sa to tých okruhov, keď je v návrhovom stave požadovaná trvale nižšia teplota sekundárneho okruhu ako v okruhu primárnom.



Obr. 3.34. Regulácia trojcestným ventilom so skratom sekundárnej strany

Autorita regulačného ventilu sa blíži hodnote $a=1$. Dopravná výška obehového čerpadla H je navrhovaná len na tlakovú stratu sekundárnej časti bez regulačného ventilu V (tlaková strata ventilu je hrazená z primárnej časti).

Veľmi častým zapojením v oblasti chladiacich a klimatizačných zariadení je ďalšia schéma zapojenia uvedená na obr. 3.35.



Obr. 3.35. Regulácia trojcestným ventilom na spiatočke

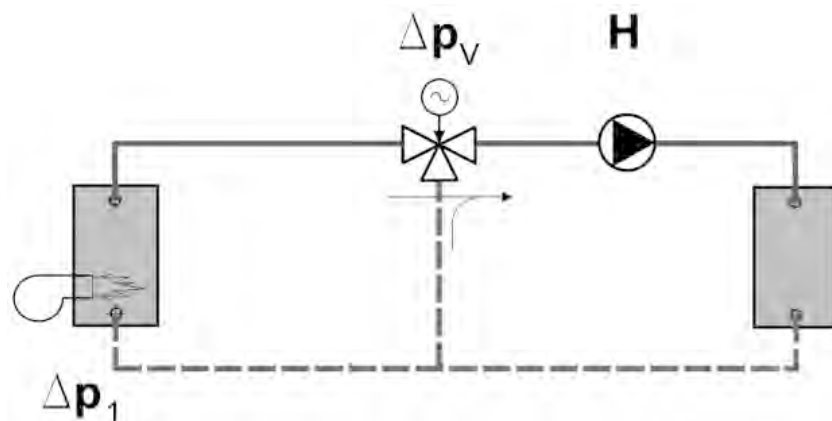
Tu prebieha regulácia výkonu spotrebiča zmenou prietoku vody pri konštantnej teplote. Ide o kvantitatívnu reguláciu trojcestným ventilom, ktorý je zapojený ako zmiešavací s umiestnením na vratnej vetve (zmiešavací ventil v rozdeľovacej funkcii). Veľkosť ventilu je daná požiadavkou na autoritu, ktorá sa určuje podľa vzťahu:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + \Delta p_{SPOTREBIČ}}$$

Tlaková strata okruhu spotrebiča a ventilu je potom hrazená dispozičným tlakom H_1 .

3.5.2.2. Okruhy s pasívnym tlakom v primárnej časti

Regulačný okruh na obr. 3.36 je zrejme najčastejšie používané riešenie pri aplikácii trojcestného regulačného ventilu. Zapojenie je používané ako v malých kotolniciach, tak aj v strojovniach.

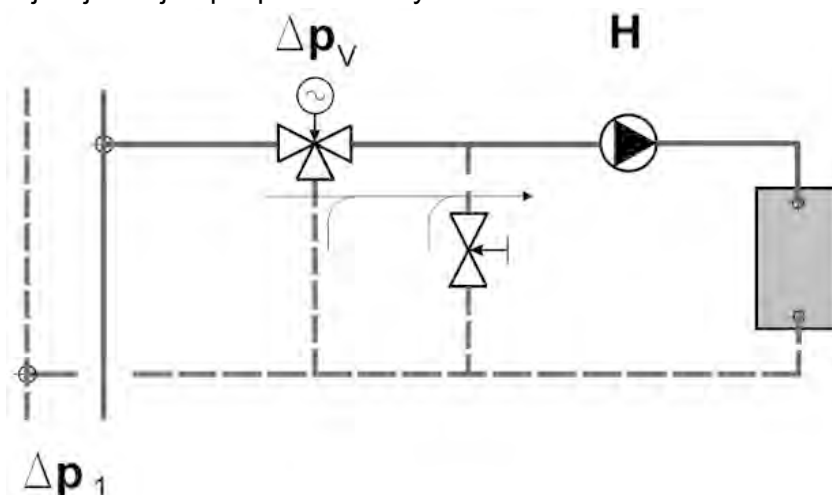


Obr. 3.36. Schéma regulácie trojcestným ventilom

Autorita sa určuje podľa vzťahu:
$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_1}$$

Dopravná výška obehového čerpadla H je navrhovaná na tlakovú stratu sekundárnej časti vrátane regulačného ventilu V a tlakovej straty primárnej časti siete Δp_1 .

Regulačný okruh na obr. 3.37 je častým zapojením, kedy je v sekundárnom okruhu teplota prívodnej vody trvale nižšia než v primárnej. Zapojenie je teda využívané pre aplikácie, kde $m_{SEK} > m_{PRIM}$ t. j. najčastejšie pre podlahové vykurovanie.



Obr. 3.37. Schéma regulácie trojcestným ventilom pre podlahové vykurovanie

Autorita ventilu je definovaná ako
$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + p_1}$$

Pre celý okruh platí bilancia

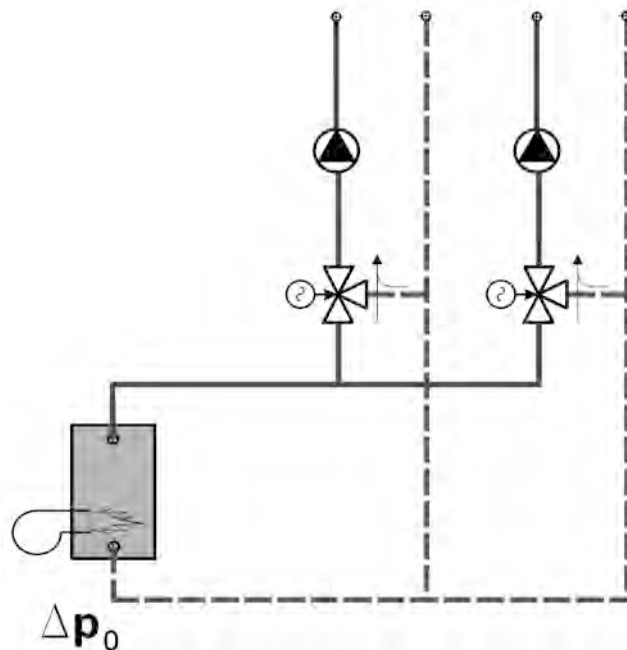
$$\text{hmotnostná: } m_{SEK} = m_{PRIM} + m_{SKRAT}$$

$$\text{tepelná: } m_{SEK} \cdot (t_{1SEK} - t_{2SEK}) = m_{PRIM} \cdot (t_{1PRIM} - t_{2PRIM}) \text{ kedy } t_{2PRIM} = t_{2SEK}$$

Ručný regulačný ventil je nastavený na tlakovú stratu $\Delta p_{RRV} = \Delta p_V + \Delta p_1$ pri hmotnostnom prietoku $m_{SKRAT} = m_{SEK} - m_{PRIM}$.

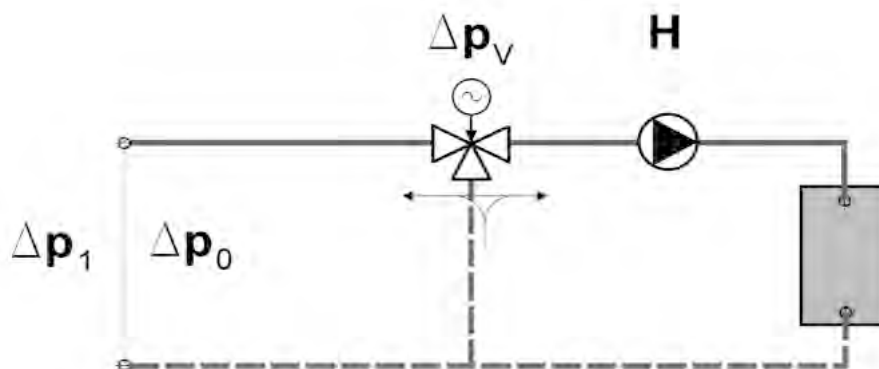
Dopravná výška obehového čerpadla H je navrhovaná na spoločnú tlakovú stratu sekundárnej časti, regulačného ventilu V a tlakovú stratu Δp_1 .

Ďalším prípadom je príklad zapojenia na obr. 3.38, s ktorým sa stretávame v aplikáciách, kde sa nachádza viac než jeden zmiešavací uzol. Spravidla sa jedná o väčší počet paralelne radených uzlov.



Obr. 3.38. Schéma paralelne zapojených zmiešavacích uzlov

Tieto uzly sa pri svojej funkcii môžu navzájom ovplyvňovať. Pri nevhodnom návrhu okruhov je možné dosiahnuť takého stupňa ovplyvnenia, až dôjde k strate zmiešavacej funkcie na jednom či viacerých paralelne radených okruhoch. V prípade, že tlaková strata na primárnej strane sústavy vzrastie na hodnotu Δp_1 , vid' obr. 3.39, t. j. nad predpokladanú hodnotu Δp_0 , môže za určitých okolností dôjsť k prevráceniu smeru prúdenia v porte A regulačného ventilu. V tom momente začne klesať vstupná teplota do sekundárneho okruhu, pretože ten je zásobovaný len vodou zo skratového potrubia a postihnutý okruh nie je teda schopný dodať zodpovedajúci potrebný výkon pre spotrebiče. Smer prúdenia je potom uvedený na obr. 3.39.



Obr. 3.39. Princíp prevrácenia prúdenia pri paralelných zmiešavacích uzloch

Tento nežiaduci stav je možné popísať jednoduchým kritériálnym vzťahom

$$\Delta p_k = \frac{\Delta p_v + x \times \Delta p_0}{1 + \frac{\Delta p_0 (x-1)}{H}}$$

kde

Δp_k je kritická hodnota pasívneho tlaku

Δp_v je tlaková strata ventilu

Δp_0 je návrhová hodnota pasívneho tlaku primárnej časti

H je dopravná výška čerpadla ($\Delta p_0 + \Delta p_v + \Delta p_{\text{SEKUNDÁRNY OKRUH}}$)

X je podiel vyváženosti skratu k Δp_0

Δp_k je teda hodnota maximálneho kritického pasívneho tlaku Δp_{KLIM} , ktorá ešte nespôsobí prevrátenie smeru prietoku v primárnom privodnom potrubí.

Pri nevyváženom porte $x=0$ (nie je osadený vyvažovací ventil v porte B) je vzťah:

$$\Delta p_k = \frac{\Delta p_v}{1 - \frac{\Delta p_0}{H}}$$

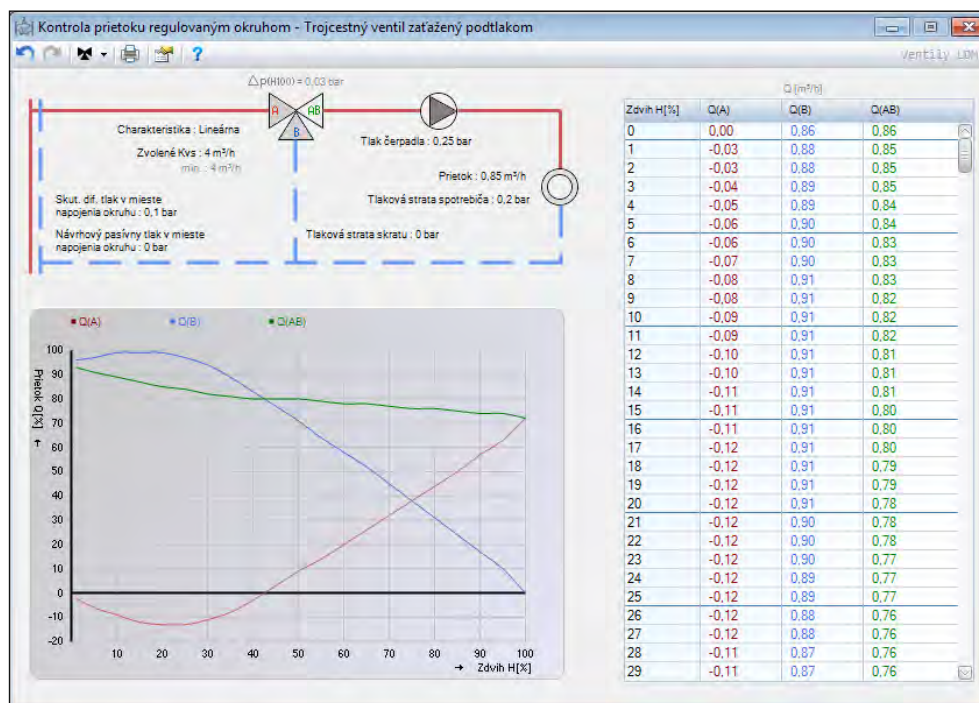
Pri vyváženom porte $x=1$ (je osadený vyvažovací ventil v porte B) je výsledný vzťah:

$$\Delta p_k = \Delta p_v + \Delta p_0$$

Uvedený príklad dokresľuje, že pri trojcestných ventiloch nemusí dochádzať len k prevráteniu prúdenia v porte B, ako bolo odvodené v kap. 2.9., ale u paralelne radených zmiešavacích uzlov tiež k prevráteniu prúdenia v porte A. Tento stav doporučujeme pri návrhu (vo fáze projektu) kontrolovať u zodpovedajúceho zapojenia v programe Ventily LDM.

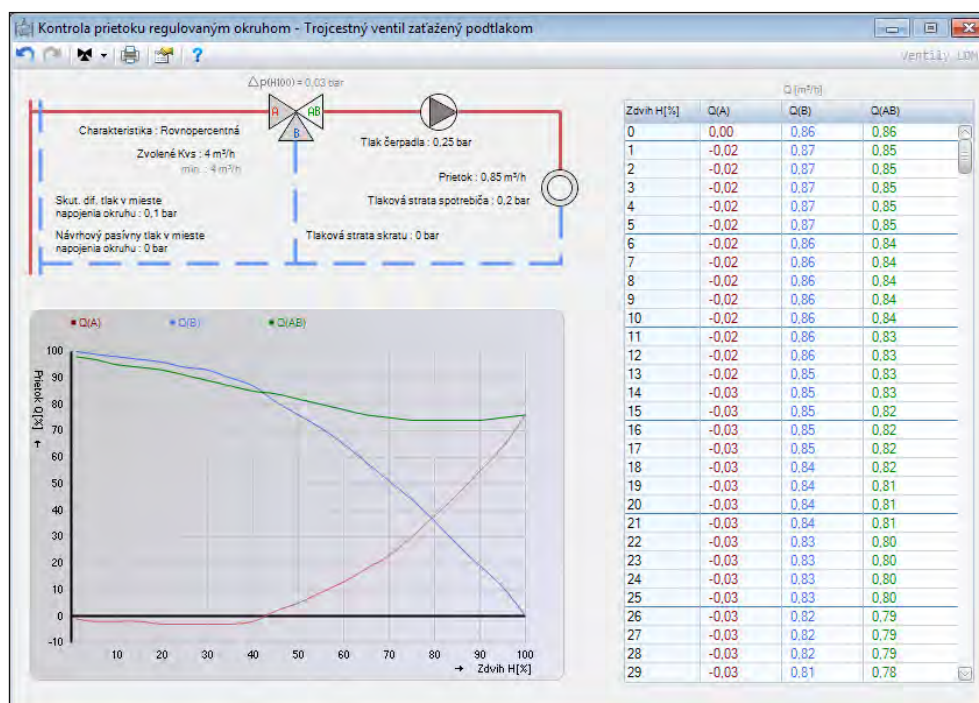
V programe Ventily LDM je možné jednoduchým spôsobom preveriť správanie regulovaného okruhu. Použitie je uvedené v nasledujúcom príklade.

Vlastný priebeh hmotnostných prietokov a zmiešavacích charakteristík je zrejmy z nasledujúcich obrázkov. Prvý z nich je s ventilom s lineárnou charakteristikou v priamej vetve a nevyváženom skrate.



Obr. 3.40. Ventil s lineárnou charakteristikou v porte A

Druhý obrázok ukazuje ako vyzerá priebeh hmotnostných prietokov pri úplne zhodných hydraulických podmienkach, ale tentokrát pre ventil s rovnopercentnou charakteristikou v porte A.

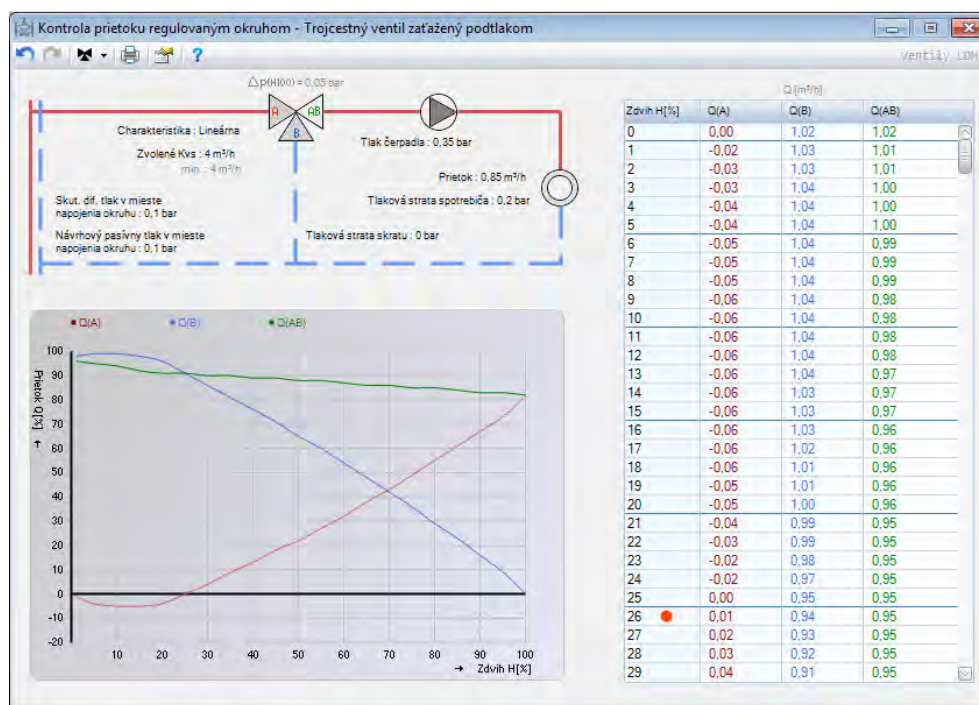


Obr. 3.41. Ventil s rovnopercentnou charakteristikou v porte A

Z porovnania oboch predchádzajúcich obrázkov a ich zmiešavacích priebehov je zrejmé, že voľba charakteristiky v priamej vetve ventilu nemá vplyv na bod zvratu. U oboch ventilov totiž dôjde k rovnakej zmiešavacej poruche pri identickom zdvihu armatúry. V tomto uvedenom

príklade ventil zmiešava len v rozsahu zdvihu 42 až 100%. Pre spodný rozsah zdvihu 0 až 42% je potom zrejmá strata zmiešavacej schopnosti, ktorá spôsobí výrazný pokles odovzdávaného výkonu spotrebičom.

Za zmienku stojí uviesť aj príklad, keď je ventil navrhnutý správne, ale bez kompenzácie tlakovej straty vo vetve B. Aj v tomto prípade môže dôjsť k poruche zmiešavania. Tento stav nastáva pri podmienke uvedenej v predchádzajúcej časti. Pribeh zmiešavania je potom uvedený na nasledujúcom obrázku.



Obr. 3.42. Ventil s lineárnou charakteristikou v porte A

3.5.3. Okruhy rozdeľovačov

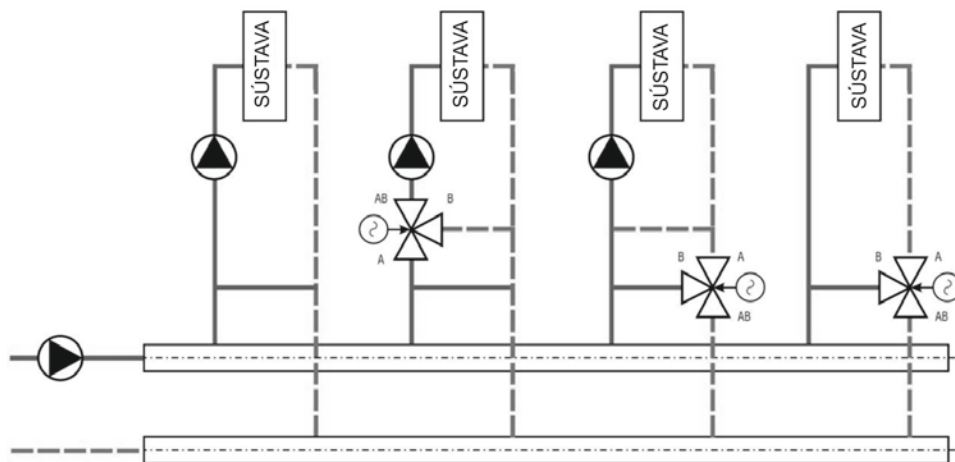
Jednotlivé druhy zapojenia rozdeľovačov je možné všeobecne rozdeliť podľa funkcie a použitého regulačného prvku. Z hľadiska použitých prvkov (regulačného orgánu) a spôsobu zapojenia sa teda jedná o

- zapojenie s tlakovým rozdeľovačom
 - a) s konštantným prietokom
 - b) s premenným prietokom
- zapojenie s beztlakovým rozdeľovačom

V nasledujúcich schémach zapojenia okruhov na rozdeľovačoch sú použité spôsoby zapojenia sekundárnych okruhov, ktoré boli uvedené v predchádzajúcich odstavcoch.

3.5.3.1. Tlakový rozdeľovač s konštantným prietokom

Na obr. 3.43 sú uvedené možné spôsoby zapojenia sekundárnych spotrebiteľských okruhov pre tlakový rozdeľovač s konštantným prietokom v rozdeľovači a zberači.

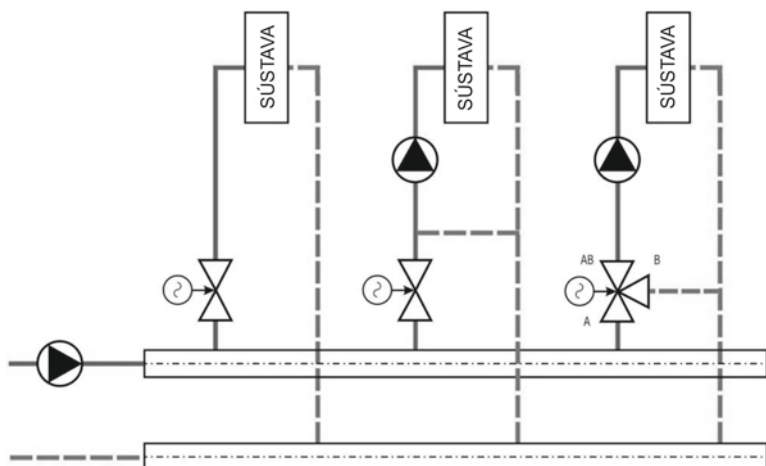


Obr. 3.43. Tlakový rozdeľovač s konštantným prietokom

Na prívodnom potrubí k rozdeľovaču je osadené obehové čerpadlo, ktoré zaisťuje prísun teplotnej látky. Potrebná dopravná výška tohto čerpadla je odvodená od okruhu s najväčšou tlakovou stratou. Ostatné uzly na rozdeľovači, u ktorých je prebytok tlaku, musia byť hydraulicky prispôsobené, pričom najčastejším riešením je osadenie ručnej regulačnej armatúry.

3.5.3.2. Tlakový rozdeľovač s premenným prietokom

Pre tlakový rozdeľovač s premenným prietokom podľa obr. 3.44 v podstate platia rovnaké podmienky ako pre predchádzajúci príklad.

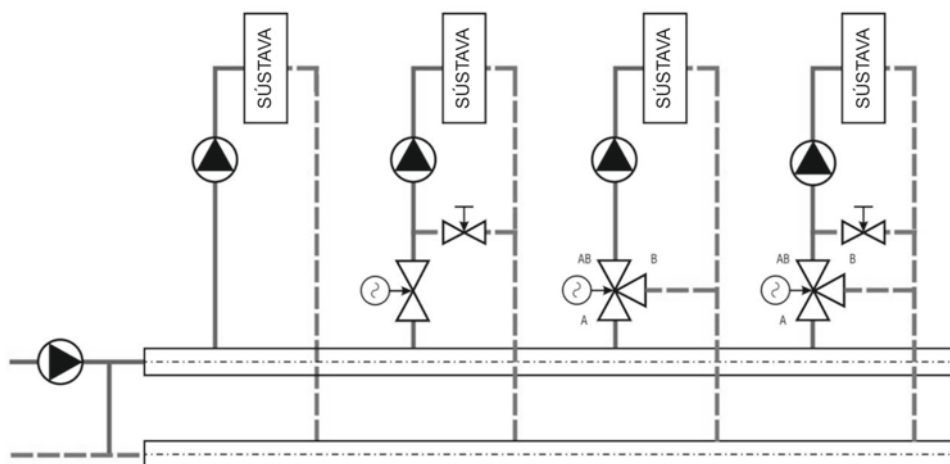


Obr. 3.44. Tlakový rozdeľovač s premenným prietokom

Hlavný rozdiel však spočíva v použitých spôsoboch zapojenia spotrebiteľských okruhov. Takto napojené okruhy so svojimi regulačnými uzlami neumožňujú (pri správnom návrhu) takzvané priame prepúšťanie vody priamo do zberača. Dochádza tým teda i k možnosti vychladenia vratnej vody.

3.5.3.3. Beztlakový rozdeľovač

Pre beztlakový rozdeľovač podľa obr. 3.45 sú tiež použité schémy, ktoré sú v predchádzajúcich odstavcoch označené ako okruhy s pasívnym tlakom v primárnej časti.



Obr. 3.45. Schéma zapojenia beztlakového rozdeľovača

Spomenutá beztlakovosť je zaistená prepojovacím skratom (alebo termohydraulickým rozdeľovačom) pred rozdeľovačom a zberačom. Ďalším variantom pre beztlakové prevedenie je prepojenie rozdeľovača a zberača na oboch koncoch. Týmto prepojením dôjde k eliminácii diferenčného tlaku od primárneho čerpadla.

Záverom tejto kapitoly je treba znovu upozorniť na nutnosť komplexného posudzovania navrhovaných sústav. Pri požiadavke na skutočne spoľahlivú funkciu navrhovanej sústavy je potrebné hlavne preveriť už pri návrhu viacej prevádzkových stavov, ktoré môžu nastať pri očakávanej prevádzke zariadenia. Hodnotný prenos tepla je možné uskutočniť iba za optimálnych podmienok, pričom za tieto podmienky je možné považovať správny prietok spoločne so zodpovedajúcou teplotou.

4. ARMATÚRY LDM DO PN 40

Regulačné ventily majú v sortimente firmy LDM hlavné postavenie a predstavujú väčšinu produkcie firmy. Rozsah ich použitia je podľa konkrétneho typu od aplikácií vo vykurovaní a vzduchotechnike až po najzaťaženejšie energetické systémy a jadrovú energetiku. Materiálové prevedenia z austenitických nerezových ocelí a špeciálnych zliatin nachádzajú uplatnenie i v chemickom priemysle a v ďalších priemyselných odvetviach.

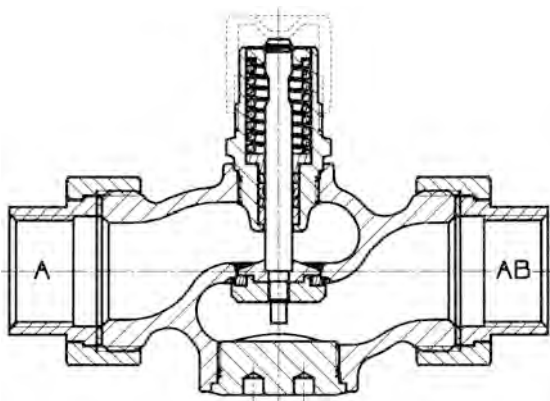
4.1. Regulačné ventily radu COMAR line

Ak zoradíme regulačné ventily zo sortimentu firmy LDM vzostupne podľa parametrov, pre ktoré sú určené, na prvom stupienku sú ventily typového radu RV 111 s obchodným názvom COMAR line. Ide o výrobok uvedený na trh v roku 2000, ktorý je určený pre oblasti vykurovania a klimatizácie.

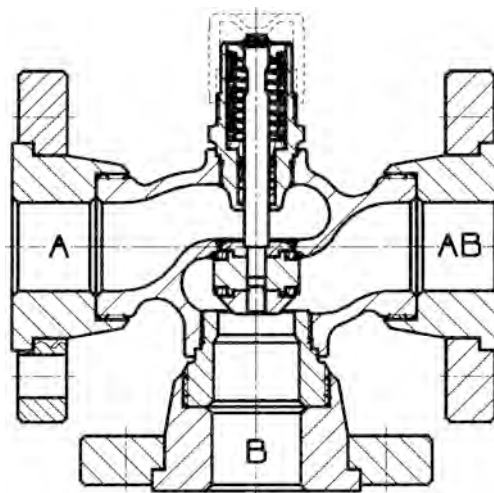
Tieto armatúry sú zo sivej liatiny, kompaktnej konštrukcie s vonkajšími pripojovacími závitmi, vyrábané v dvojcestnom a trojcestnom prevedení. Rozsah svetlostí je DN 15 až 40, menovitý tlak PN 16, viac-menej použiteľné sú pre montáž v zariadeniach už od PN 2,5. Súčasťou dodávky ventilu sú pripojovacie konce, ktoré umožňujú alternatívne závitové, prírubové alebo privarovacie prevedenie pripojenia armatúry do potrubia a zabezpečujú rýchlu a bezproblémovú montáž na zariadenie.

Použitie materiálov škrtiaceho systému, ktorý je tvorený kuželkou z kvalitnej koróziivzdornej ocele a mäkkými tesniacimi elementmi, ktoré zaisťujú prakticky hermetickú tesnosť v oboch vetvách, umožňujú prevádzku týchto armatúr nielen v bežných teplovodných a horúcovodných regulačných okruhoch, ale tiež aj v prevádzkach s niektorými charakteristickými vlastnosťami médií, ako sú napr. chladiace okruhy v klimatizačnej technike. Ventily sú okrem vody a vzduchu vhodné tiež pre prácu s chladiacimi médiami nad bodom mrazu, ako je napríklad glykol do 50%-nej koncentrácie, alebo voda s liehom.

Ventily je možné kompletovať s pohonmi, umožňujúcimi 3-bodové alebo spojité riadenie, vrátane eventuálnej havarijnej funkcie.



Obr. 4.1. Regulačný ventil RV 111/T
v dvojcestnom prevedení



Obr. 4.2. Regulačný ventil RV 111/F
v trojcestnom prevedení

Výrobok má niektoré charakteristické vlastnosti, vďaka ktorým získava mnohé prednosti. Vyznačuje sa minimálnymi stavebnými rozmermi a hmotnosťou, kvalitnou regulačnou funkciou a vysokou tesnosťou. Disponuje jedinečnou prietokovou charakteristikou LDMspline®, ktorá je optimalizovaná podľa parametrov najobvyklejších pracovných charakteristík tepelných výmenníkov. Vďaka bezspojkovému prevedeniu uchytenia je veľmi zjednodušená montáž pohonu na armatúru a súčasne je odstránené jeho akékoľvek nastavovanie. Súčasťou dodávky ventilu je ručné koliesko, ktoré umožňuje dočasné (počas výstavby) alebo núdzové ručné ovládanie ventilu obsluhou.

Ventily sú vyrábané okrem DN 15 v jednoznačne definovanom rozsahu hodnôt Kvs a prevedení, čo značne zjednodušuje ich špecifikáciu, vid'. tab. 4.1.

		XX	XXX	X	X X	X X	XX	/	XXX	-	XX	/	X
1. Ventil	Regulačný ventil	RV											
2. Označenie typu	Ventily s vonkajším závitom		111										
3. Typ ovládania	Ručné koleso s možnosťou pripojenia pohonu LDM a Siemens			R									
	Ručné koleso s možnosťou pripojenia pohonu Sauter			S									
4. Prevedenie	Dvojcestné				2								
	Trojcestné				3								
5. Materiál telesa	Sivá liatina				3								
6. Prietoková charakteristika	Lineárna (dvojcestné prev. DN 32 a 40 a trojcestné prev.)				1								
	LDMspline® (dvojcestné prevedenie DN 15 až 25)				3								
7. Kvs	Číslo stĺpca podľa tabuľky Kvs súčiniteľov					X							
8. Menovitý tlak PN	PN 16						16						
9. Maximálna teplota °C	150 °C								150				
10. Menovitá svetlosť DN	DN 15 až 40										XX		
11. Pripojenie	Závitové šróbenie												T
	Príruba s hrubou tesniacou lištou												F
	Privarovací šróbenie												W

Tab. 4.1. Zostavenie typového čísla ventilov COMAR line

4.2. Regulačné ventily a regulátory diferenčného tlaku radu BEE line

Novinkou roku 2001 boli regulačné armatúry novej generácie radu RV 122 BEE line, koncepčne voľne nadväzujúce na ventily COMAR line, avšak určené pre oblasť náročnejších prevádzkových parametrov.

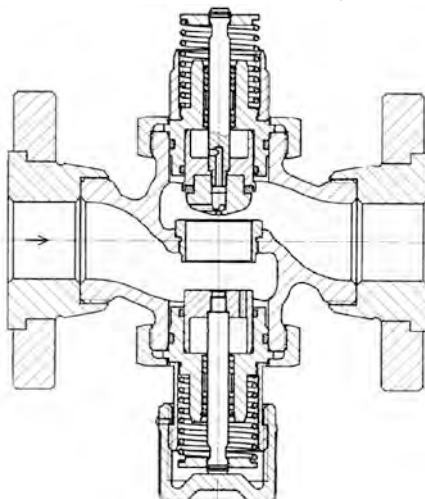
Ide o dvojcestné armatúry z tvárnej liatiny, vybavené precízne prevedeným tlakovo vyváženým škrtiacim systémom. Rozsah ponúkaných svetlostí je DN 15 až 50, menovitý tlak je PN 25. Variantné prevedenie pripojenia so závitovými či privarovacími nátrubkami alebo v prírubovom prevedení rovnako ako u radu COMAR line umožňuje použitie týchto armatúr v systémoch s menovitými tlakmi už od PN 2,5.

Bezúdržbová upchávka s EPDM tesniacimi elementmi je tu už štandardom, zaručená je tiež prakticky nulová netesnosť uzáveru v zatvorenom stave vďaka mäkkým tesniacim prvkom. Tlakovo vyvážená kuželka spolu so sedlom z kvalitných koróziivzdorných ocelí umožňuje dlhodobé použitie týchto armatúr pri vysokých pracovných i záverných tlakových spádoch (až do hodnoty PN). Nutné ovládacie sily pohonov sú pritom vďaka vyváženej kuželke minimálne.

Špecifickou vlastnosťou týchto ventilov je možnosť vybavenia ventilu mechanizmom pre obmedzenie prietoku. Obmedzovač pomocou druhej kuželky umožňuje nastaviť menovitý prietok armatúrou nezávisle na hodnote Kvs ventilu.

Ventily sú vhodné pre prácu s médiami ako je voda, horúca voda a vzduch do teploty 150°C a rovnako pre chladiace zmesi, napr. voda s liehom, alebo glykol do 50%-nej koncentrácie. Nachádzajú využitie vo všetkých druhoch vykurovacích, klimatizačných a chladiarenských zariadení.

V spojení s příslušnými pohony umožňují ovládání pomocí 3-bodového alebo spojitého signálu podľa požiadaviek zákazníka, vrátane eventuálnej havarijnej funkcie.

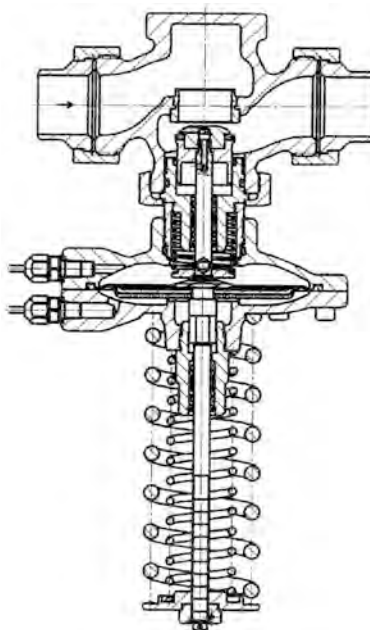


Obr. 4.3. Tlakovo vyvážený regulačný ventil RV 122 BEE line s obmedzovačom prietoku

Súčasťou radu BEE line sú regulátory diferenčného tlaku RD 122 D. Sú určené pre zaistovanie konštantného diferenčného tlaku na zariadeniach v rozsahoch od 10 do 1000 kPa.

Priamočinné regulátory ovládané médiom sú tvorené tlakovo vyváženým prevedením základného ventilu a ovládacou hlavou s gumovou membránou. Plocha membrány zaisťuje dobrú citlivosť kuželky na zmeny tlakových pomerov aj pri minimálnych pracovných tlakoch. U prevedenia s diferenčným tlakom 10 alebo 20 kPa je riadený tlak pevne nastavený z výroby, u diferenčných tlakov vyšších rozsahov je plynule regulovateľný nastavením ovládacej pružiny. Rovnako ako pri regulačných ventiloch je tu tiež k dispozícii prevedenie s obmedzovačom prietoku.

V roku 2011 bol tento sortiment výrobkov rozšírený o ďalšie prevedenie, a to regulátor výstupného tlaku RD 122 V. Väčšiu škálu nastaviteľných pracovných tlakov zaisťujú dva rozmery membrán. Prevedenie s odbermi tlaku vybavenými chladiacimi kondenzačnými nádobkami navyše rozširuje oblasť použitia týchto armatúr aj pre paru až do teploty 180°C.



Obr. 4.4. Regulátor diferenčného tlaku RD 122 BEE line s nastaviteľným Δp

		XX	XXX	X	X X	X X	XX	/	XXX	-	XX	/	X
1. Ventil	Regulačný ventil	RV											
2. Označenie typu	Tlakovo vyvážený ventil s vonkajším závitom		122										
3. Typ ovládania	Regulačný ventil			R									
	Regulačný ventil s obmedzovačom prietoku			P									
4. Prevedenie	Dvojcestné				2								
5. Materiál telesa	Tvárna liatina EN-JS 1030				4								
6. Prietoková charakteristika	LDMspline®					3							
7. Kvs	Číslo stĺpca podľa tabuľky Kvs súčiniteľov					X							
8. Menovitý tlak PN	PN 25						25						
9. Maximálna teplota °C	150 °C							150					
10. Menovitá svetlosť DN	DN 15 až 50									XX			
11. Pripojenie	Závitové šróbenie												T
	Príruba PN 25 s hrubou tesniacou lištou												F
	Privarovacie šróbenie												W

Tab. 4.2. Zostavenie typového čísla ventilov RV 122 BEE line

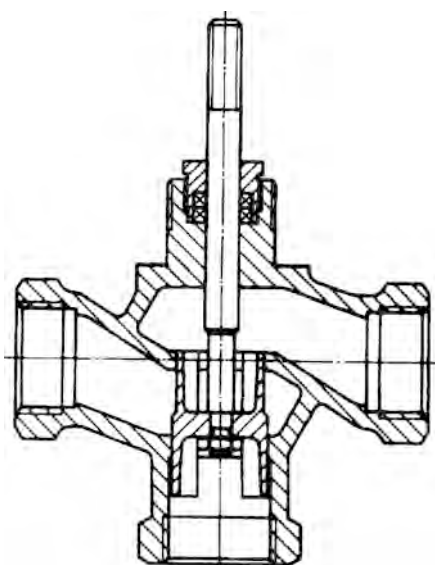
		XX	XXX	X	XXXX	XX	/	XXX	-	XX	/	X
1. Ventil	Priamočinný regulátor tlaku	RD										
2. Označenie typu	Tlakovo vyvážený		122									
3. Funkcia	Regulátor diferenčného tlaku			D								
	Regulátor dif. tlaku s obmedzovačom prietoku			P								
	Regulátor výstupného tlaku			V								
4. Prevedenie	S pevne nastaveným tlakom				1							
	S nastaviteľným rozsahom tlaku				2							
	S nastaviteľným rozsahom tlaku, membrána 26 cm ²				3							
	S nastaviteľným rozsahom tlaku, membrána 26 cm ² , s manometrami, resp. s integrálnym odberom tlaku				4							
5. Rozsah nastavenia redukovaného tlaku pre prevedenie D a P	DN 15 až 25				11							
	10 kPa											
	15 - 60 kPa				22							
	30 - 210 kPa				23							
	60 - 400 kPa				24							
	DN 32 až 50				10							
	10 kPa											
	20 kPa				11							
	15 - 60 kPa				20							
	25 - 70 kPa				22							
	40 - 220 kPa				23							
	70 - 410 kPa				24							
	DN 15 až 50				33							
	150 - 550 kPa											
	220 - 1000 kPa				34							
	DN 15 až 50				43							
	150 - 550 kPa											
	220 - 1000 kPa				44							
6. Impulzné potrubie	Štandardné 1,6 m				1							
	Predĺžené 2,5 m				2							
	Dĺžka 1,6 m, s kohútom R 1/4				3							
	Dĺžka 2,5 m, s kohútom R 1/4				4							
	Iné prevedenie podľa dohody				9							
7. Kvs	Číslo stĺpca podľa tabuľky Kvs				X							
8. Menovitý tlak PN	PN 25					25						
9. Pracovná teplota °C	150 °C							150				
	S chladiacimi nádobkami do 180 °C							180				
10. Menovitá svetlosť	DN 15 až 50									XX		
11. Pripojenie	Závitové šróbenie											T
	Príruba PN 25 s hrubou tesniacou lištou											F
	Privarovacie šróbenie											W

Tab. 4.3. Zostavenie typového čísla ventilov RD 122 BEE line

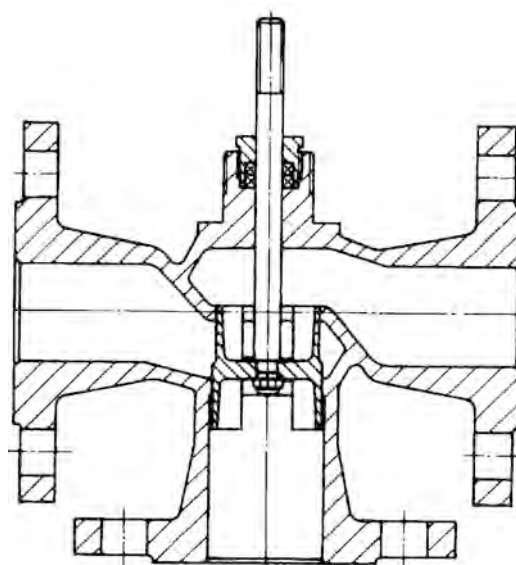
4.3. Regulačné a redukčné ventily radu 102 a 103

Stálicou (a prvým vlastným výrobkom) v sortimente LDM sú ventily typového radu RV 102 a RV 103. Ide o ventily PN 16 určené pre použitie vo vykurovaní (teplovodné a horúcovodné, RV 102 aj parné sústavy) a vzduchotechnike, eventuálne aj v iných aplikáciách, pokiaľ to použité materiály z dôvodu koróznej a chemickej odolnosti dovoľia.

Armatúry sú konštruované ako trojcestné, valcová kuželka s výrezmi umožňuje zmiešavaciu aj rozdeľovaciu funkciu ventilu. Jednoduchým zaslepením jednej cesty je tak možné zostaviť armatúru dvojcestnú a to buď priamu alebo rohovú. Ventily RV 102 sú bronzové, so závitovými pripojovacími nátrubkami, vid'. obr. 4.5, prevedenie RV 103 sa líši prírubovým telesom zo sivej liatiny, vid'. obr. 4.6. Ostatné súčasti sú zhodné (mosadzná kuželka a tiahlo z nehrdzavejúcej ocele) a preto sú zhodné aj základné technické parametre oboch prevedení. Prietoková charakteristika je štandardne lineárna, dodávaná je aj rovnoperná charakteristika v priamej vetve. Oba typové rady sú vyrábané vo svetlostiach DN 15 až 50.



Obr. 4.5. Regulačný ventil RV 102



Obr. 4.6. Regulačný ventil RV 103

Ventily môžu byť vybavené ručným kolieskom, častejšie však elektromechanickým, alebo elektrohydraulickým ťahlovým pohonom, umožňujúcim podľa požiadaviek trojbodové, alebo spojitie riadenie vrátane eventuálnej havarijnej funkcie. Ventily sú kompletované so širokou škálou tuzemských i zahraničných pohonov podľa rôznych požiadaviek zákazníkov.

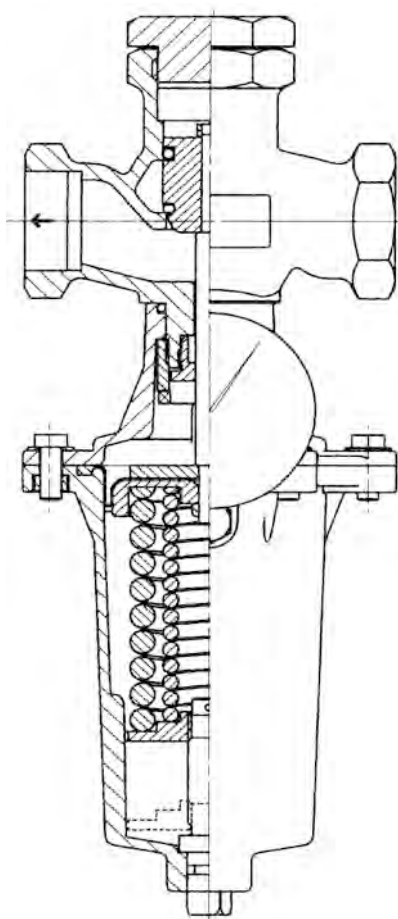
Funkčná stavba typového čísla umožňuje presnú špecifikáciu parametrov danej armatúry a ich spätné dekódovanie, vid'. tab. 4.4.

		XX	XXX	XXX	XX	XX	XX	/	XXX	-	XX
1. Ventil	Regulačný ventil	RV									
2. Označenie typu	Ventily z mosadze		102								
	Ventily zo sivej liatiny		103								
3. Typ ovládania	Elektromechanické pohony			E							
	Elektrohydraulické pohony			H							
	Ručné koliesko			R							
	Siemens			L x							
	Johnson Controls			C x							
	Belimo			B x							
	ZPA Nová Paka			N x							
	Ekorex			R x							
4. Prevedenie	Platí pre RV 102	Závitové dvojcestné priame			1						
		Závitové dvojcestné rohové			2						
		Závitové trojcestné zmiešavacie (rozdeľovacie)			3						
		Prírubové dvojcestné priame			4						
	Platí pre RV 103	Prírubové dvojcestné rohové			5						
		Prírubové trojcestné zmiešavacie (rozdeľovacie)			6						
5. Materiálové prevedenie telesa	Sivá liatina				3						
	Mosadz				5						
6. Prietoková charakteristika	Lineárna				1						
	Rovnopercentná				2						
7. Kvs	Číslo stĺpca podľa tabuľky Kvs				X						
8. Menovitý tlak PN	PN 16					16					
9. Pracovná teplota °C	140 °C								140		
	150 °C								150		
10. Menovitá svetlosť	DN 15 až 50										XX

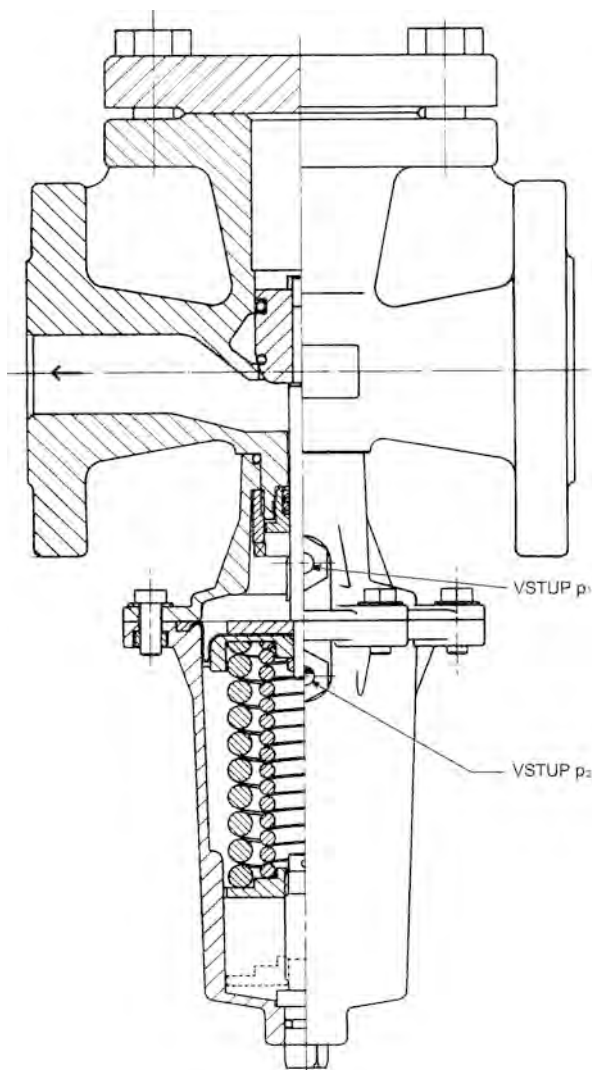
Tab. 4.4. Schéma zostavenia typového čísla ventilov RV 102 a RV 103

Na základe ventilov RV 102, 103 boli tiež vytvorené priamočinné regulátory tlaku. Regulátory výstupného tlaku (redukčné ventily) sú označované ako RD 102 V (V - výstupný) a RD 103 V, vid'. obr. 4.7, regulačné ventily pre reguláciu diferenčného tlaku s označením RD 102 D (D - diferenčný) a RD 103 D, vid'. obr. 4.8.

Sú to priamočinné proporcionálne regulátory (bez pomocnej energie), ovládané pretekajúcim médiom. Ich prednosťou je stabilná funkcia daná tlakovo vyváženou kuželkou a vysoká tesnosť uzáveru dosiahnutá použitím O-krúžku z materiálu EPDM na tesniacej ploche sedla. Materiál pracovnej membrány dovoľuje použitie týchto armatúr až do teploty 140°C.



Obr. 4.7. Regulátor výstupného tlaku
RD 102 V



Obr. 4.8. Regulátor diferenčného tlaku
RD 103 D

Tlakové rozsahy týchto armatúr sú potom zrejmé z tabuľky 4.5.

		XX	XXX	XXX	XX	/	XXX	-	XX
1. Ventil	Priamočinný regulačný ventil	RD							
2. Označenie typu	Ventily z mosadze		102						
	Ventily zo sivej liatiny		103						
3. Funkcia	Regulátor výstupného tlaku			V					
	Regulátor diferenčného tlaku			D					
4. Prevedenie	V				1				
					2				
	D				3				
					4				
5. Rozsah nastavenia diferenčného tlaku	0,025 až 0,1 MPa			1					
	0,08 až 0,3 MPa			2					
	0,2 až 0,65 MPa			3					
	0,3 až 1,0 MPa			4					
6. Menovitý tlak PN	PN 16				16				
7. Pracovná teplota °C	140 °C						140		
8. Menovitá svetlosť DN	DN 15 až 50								XX

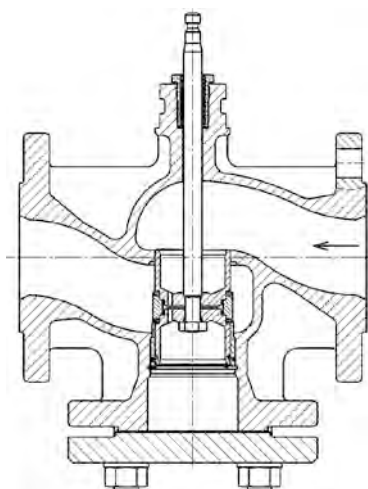
Tab. 4.5. Zostavenie typového čísla ventilov RD 102 a RD 103 a rozsahy tlakových nastavení

4.4. Regulačné ventily radu 113

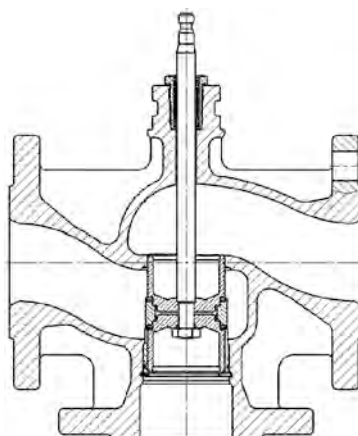
Regulačné prírubové ventily RV 113 sú dvojcestné alebo trojcestné armatúry zo sivej liatiny. V trojcestnom prevedení majú zmiešavaciu alebo rozdeľovaciu funkciu s vysokou tesnosťou v oboch vetvách, dvojcestné sú určené k regulácii a uzatváraní prietoku média. Prietoková charakteristika je v priamej vetve LDMspline®, v rohovej lineárna. Rozsah ponúkaných prevedení bol postupne rozširovaný, aktuálne sú v ponuke svetlosti DN 15 až 150 v menovitých tlakoch PN 16 a PN 25, v malých svetlostiach DN 15 až 40 je tento rad k dispozícii tiež v prevedení PN 6.

Ventil je vybavený bezúdržbovou upchávkou s EPDM tesniacimi krúžkami, zaručená je tiež prakticky nulová netesnosť uzáveru v zavretom stave vďaka mäkkým tesniacim prvkom a to ako v priamej, tak aj v rohovej vetve.

Ventily sú osadzované pestrou škálou elektrických a elektrohydraulických pohonov umožňujúcich dostatočný výber prevedení s rôznymi silami aj elektrickou výbavou.



Obr. 4.9. Dvojcestný regulačný ventil
RV 113 R



Obr. 4.10. Trojcestný regulačný ventil
RV 113 M

Ventily RV113 sú vhodné pre použitie v zariadeniach, kde je regulovaným médium voda, vzduch a iné médiá kompatibilné s materiálom telesa a vnútorných častí armatúry v rozsahu +2 až +150°C.

		XX	XXX	X	X X	X X	XX	/	XXX	-	XX
1. Ventil	Regulačný ventil	RV									
2. Označenie typu	Ventil z liatiny		113								
3. Funkcia	Dvojcestný regulačný ventil			R							
	Trojcestný regulačný ventil			M							
	Dvojcestný regulačný ventil pre elektrohydraulické pohony			L							
	Trojcestný regulačný ventil pre elektrohydraulické pohony			S							
4. Prevedenie	Prírubové dvojcestné				4						
	Prírubové trojcestné zmiešavacie (rozdeľovacie)				6						
5. Materiál telesa	Sivá liatina				3						
	Tvárna liatina				4						
6. Prietoková charakteristika	LDMspline® / Lineárna					3					
7. Kvs	Číslo stĺpca podľa tabuľky Kvs súčiniteľov					1					
8. Menovitý tlak PN	PN 6 (len DN 15 až 40)						06				
	PN 16						16				
	PN 25						25				
9. Maximálna teplota °C	150 °C							150			
10. Menovitá svetlosť DN	DN 15 až 150										XX

Tab. 4.6 Schéma zostavenia typového čísla ventilov RV 113

4.5. Regulačné a redukčné ventily radu 200 line

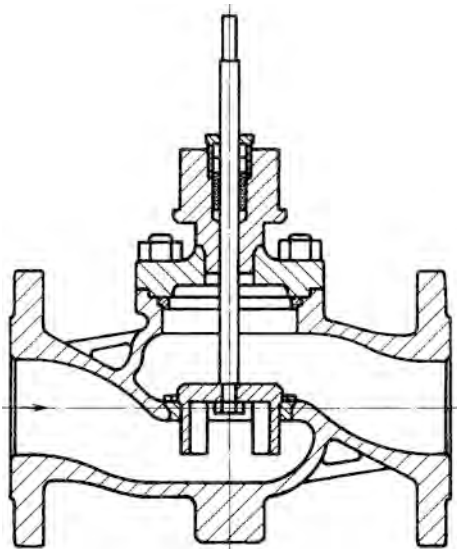
4.5.1. Regulačné a uzatváracie ventily a havarijné uzávery radu RV 2xx

Ďalší výkonový stupeň, čo sa týka tlaku a teploty, predstavujú armatúry RV 210 až 235, ktoré tvoria významnú skupinu výrobkov s veľkým množstvom variantov prevedení. Predstavujú komplexný rad regulačných a uzatváracích ventilov vo svetlostiach DN 15 až DN 600 s menovitými tlakmi PN 16, 25 a 40.

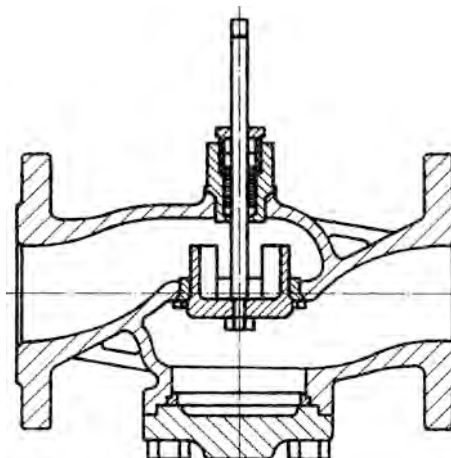
Ventily radu RV 21x, ktorých teleso tvorí odlatok z moderného materiálu s výhodnými zlievarenskými a mechanickými vlastnosťami - tvárnej liatiny, sú určené pre reguláciu prietoku média v teplovodných a parných sústavách. Oblasť použitia zahŕňa napr. výmenníkové stanice, teplárenské okruhy a prestupné stanice, ale aj nízkotlakové časti parných cyklov elektrární na fosílné palivá, eventuálne i sekundárne okruhy jadrových elektrární.

Materiálové variácie popísaných armatúr RV 21x, označované ako RV 22x (ventily z oceleliatiny) a RV 23x (prevedenie z nerezovej ocele) rozširujú možnosť použitia týchto výrobkov v náročnejších aplikáciách v energetike a v technologických okruhoch v chemickom priemysle, petrochémii, plynárenstve, chladiacich okruhoch a pod. Pre najnáročnejšie aplikácie hlavne v chemickom a petrochemickom priemysle je určený rad RV 24x, kde sú materiálom telesa chrómnikové zliatiny (Monel, Hasteloy).

Ventily radu RV 2xx všeobecne sú stavebnicovej konštrukcie a sú vyrábané v niekoľkých prevedeniach. Základné je riešenie RV 2x0, predstavujúce dvojcestný priamy ventil, vid' obr. 4.11. Konštrukcia priameho ventilu býva tiež označovaná skratkou z angličtiny PDTC (Push Down To Close).



Obr. 4.11. Regulačný ventil RV 210



Obr. 4.12. Regulačný ventil RV 211

Teleso ventilu s kanálmi prúdnicového tvaru bolo konštruované s ohľadom na minimálnu hmotnosť, čo značne zjednodušuje manipuláciu pri výrobe, preprave, montáži i údržbe.

Nerezová kuželka je valcová s výrezmi, pri malých svetlostiach s tvarovanou regulačnou partiou. U ventilov prevádzkovaných v nepriaznivých prevádzkových podmienkach (napr. pri kavitácii v kvapaline alebo pri nadkritickom prúdení pár a plynov), môže byť kuželka riešená ako dierovaná. Sedlo ventilu, tiež nerezové, môže byť v prípade potreby vybavené PTFE krúžkom, zabezpečujúcim dlhodobú vysokú tesnosť uzáveru (tzv. „mäkké sedlo"). Pri náročných prevádzkových podmienkach je možné armatúru vybaviť sedlom s navarenou vrstvou tvrdokovu na tesniacich plochách. Upchávka je variantne riešená buď upchávkovými blokmi

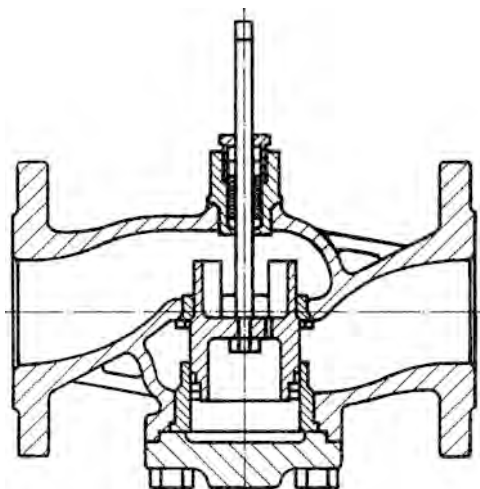
s O-kružkami, alebo PTFE manžetami, expandovaným grafitom, alebo pre najnáročnejšie aplikácie vlnovcom. V každom prípade je kladený dôraz na vysokú spoľahlivosť a dlhodobú tesnosť pri minimálnej, alebo vôbec žiadnej údržbe.

Ventily radu RV 2x1 sú rovnakej konštrukcie vid'. obr. 4.12, sú však určené pre použitie s pohonmi s tzv. reverznou funkciou (pohon uzatvára smerom nahor, t. j. ventil uzatvára pri pohybe tiahla smerom von z ventilu) a tomu je prispôbené aj usporiadanie armatúry. Tá je v podstate otočená „dolu hlavou“. Toto prevedenie ventilu sa tiež označuje skratkou z angličtiny PDTO (Push Down To Open).

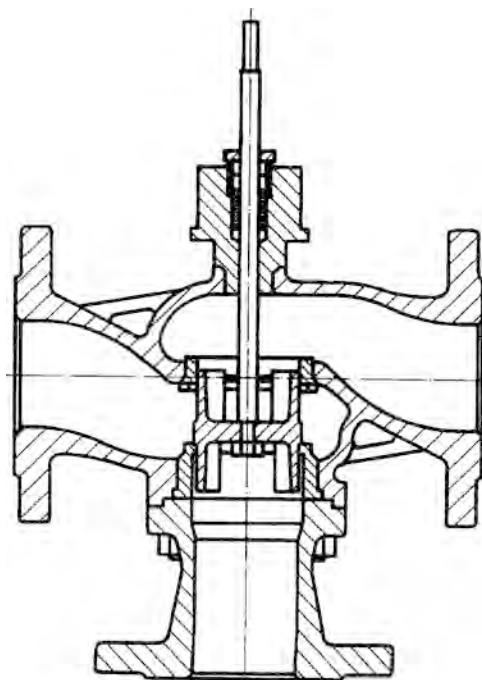
Na tieto dve základné prevedenia nadväzuje konštrukcia tlakovo vyváženého ventilu, označeného ako RV 2x2, v reverznom prevedení potom ako RV 2x3, vid'. obr. 4.13.

Princíp tlakovo vyváženého ventilu spočíva vo vytvorení uzavretého priestoru nad regulačnou kuželkou a prepojení tohto priestoru vyvažovacím otvorom s kanálom na opačnej strane kuželky. Tým dôjde k vyrovnaniu tlakov pôsobiacich na kuželku, ktorá nie je namáhaná prídavnými silami od tlaku média. Toto riešenie umožňuje použitie relatívne slabých pohonov pre ovládanie armatúr veľkých svetlostí i pri vysokých tlakových spádoch.

Táto armatúra sa stala základom tzv. havarijných uzáverov, regulačných ventilov osadených elektrohydraulickými alebo elektrickými pohonmi s bezpečnostnou funkciou, ktoré zaisťujú v prípade výpadku napätia prestavenie armatúry do požadovanej východzej polohy.



Obr. 4.13. Regulačný ventil RV 213



Obr. 4.14. Regulačný ventil RV 214

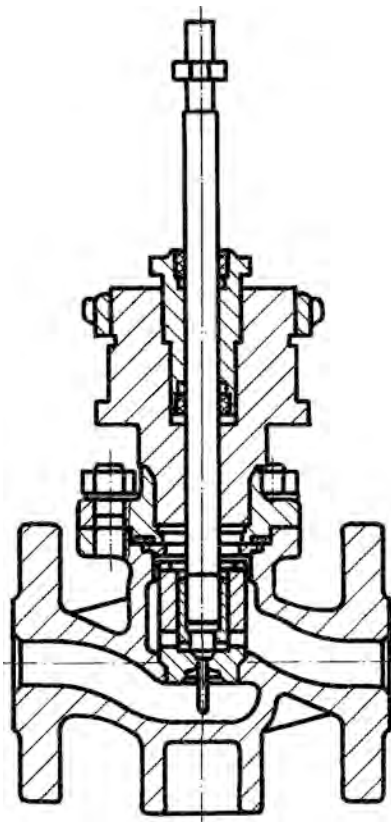
Posledným typom armatúr tohto radu sú trojcestné ventily RV 2x4, vid'. obr. 4.14 a RV 2x5, určené pre zmiešavanie a rozdeľovanie prietoku média. Líšia sa od seba predovšetkým skutočnosťou, že ventily RV 2x4 sú schopné tesne uzavrieť ako priamu, tak aj rohovú vetvu (skratovú), pretože môžu byť vybavené v oboch vetvách sedlom s PTFE tesnením, avšak pri ventiloch RV 2x5 absencia momentového vypínača pohonu (to sa týka hlavne elektrohydraulických pohonov Siemens) v spodnej polohe neumožňuje tesné uzavretie rohovej vetvy a je s tým potrebné pri aplikácii počítať (netesnosť je cca 2% Kvs).

Všetky uvedené typy ventilov je možné dodávať vybavené kuželkami s lineárnou, alebo rovnopercennou prietokovou charakteristikou, dvojcestné ventily ešte s charakteristikou parabolickou (kvadratickou), a od roku 2000 aj s optimalizovanou charakteristikou pre aplikácie

v oblasti vykurovania LDMspline®. Široký rozsah hodnôt Kvs dáva projektantom a užívateľom možnosť presne navrhnuť a použiť armatúru bez zbytočného predimenzovania, alebo poddimenzovania výkonu.

Stavebnicová konštrukcia armatúry navyše umožňuje jednoduchú prestavbu napr. pri zmene parametrov zariadenia (úprava Kvs alebo zmena charakteristiky), ktorú je možné vo väčšine prípadov vykonať priamo na mieste prevádzky. V prípade potreby je taktiež možné dodať armatúru so zákazkovou hodnotou Kvs príp. aj s neštandardnou prietokovou charakteristikou.

Najmenšia dodávaná hodnota Kvs ventilov LDM je $0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, dosiahnutá pri ventiloch RV 210 s mikroškrtiacim systémom, vid'. obr. 4.15. Tieto armatúry boli pôvodne vyvinuté pre použitie v parných kompaktných výmenníkových staniciach pre reguláciu výkonu na strane kondenzátu, viac-menej sú využívané aj v skúšobniach a priemysle pre reguláciu veľmi malých prietokov.



Obr. 4.15. Mikroškrtiaci systém ventilu RV 210

Armatúry radu RV 2xx sú kompletované s pneumatickými, elektromechanickými alebo elektrohydraulickými priamočiarými pohonmi tuzemských i renomovaných zahraničných výrobcov, čo umožňuje ich ovládanie od jednoduchého trojbodového, až po riadenie unifikovaným pneumatickým, napäťovým alebo prúdovým signálom so spätnou väzbou.

Použitie priamych tiahlových pohonov zaisťuje zvlášť v spojení s tlakovo vyváženými ventilmi pri nízkych prestavných silách vysokú presnosť regulácie a dlhodobú spoľahlivosť a životnosť pohonov.

Stavba typového čísla týchto armatúr, podobne ako pri ostatných výrobkoch firmy LDM, umožňuje presnú a nezameniteľnú špecifikáciu ventilu vrátane pohonu a ich opätovné dekódovanie. Vo firme sú archivované informácie o všetkých dodaných armatúrach, takže napríklad pri oprave stačí užívateľovi vedieť výrobné číslo armatúry pre zistenie údajov o prevádzkovanom ventile a zaistenie náhradných dielov alebo servisného zásahu autorizovanou organizáciou.

V tabuľke 4.7 je uvedená schéma zostavenia typového čísla ventilov RV 210 až 235.

		XX	X X X	X X X	X X X X	X X	- XX	/ XXX	- XXX	XX
1. Ventil	Regulačný ventil	RV								
	Havarijný uzáver	HU								
	Uzatvárací ventil	UV								
2. Označenie typu	Ventily z tvárnej liatiny		2 1							
	Ventily z liatej ocele		2 2							
	Ventily z koróziivzdornej ocele		2 3							
	Ventil priamy		0							
	Ventil reverzný		1							
	Ventil priamy tlakovo odľahčený		2							
	Ventil reverzný tlakovo odľahčený		3							
	Ventil zmiešavací (rozdeľovací)		4							
	Ventil zmiešavací (rozdeľovací) reverzný		5							
3. Typ ovládania	Elektromechanický pohon			E						
	Elektrohydraulický pohon			H						
	Pneumatický pohon			P						
	Ručné koleso			R						
Výrobca				X X						
4. Pripojenie	Príruba s hrubou tesniacou lištou				1					
	Príruba s výkružkom				2					
5. Materiálové prevedenie telesa	Uhlíková oceľ 1.0619 (-10 až 400 °C)				1					
	Tvárna liatina EN - JS 1025 (-10 až 300 °C)				4					
	CrMoV oceľ 1.7357 (-10 až 500 °C)				7					
	Nerez oceľ 1.4581 (-10 až 500 °C)				8					
(v zátvorkách sú uvedené rozsahy pracovných teplôt)	Iný materiál podľa dohody				9					
6. Tesnenie v sedle	Kov - kov				1					
	Mäkké tesnenie (kov - PTFE)				2					
	Návar tesniacich plôch tvrdokovom				3					
	Grafitové vyváženie, kov - kov				5					
	Grafitové vyváženie, návar tvrdokovom				7					
	Vyváženie s kov. tesnením, návar tvrdokovom				8					
7. Druh upchávky	O - krúžok EPDM				1					
	DRSpack® (PTFE)				3					
	Expandovaný grafit				5					
	Vlnovec				7					
	Vlnovec s bezpečnostnou upch. DRSpack®				8					
	Vlnovec s bezpečnostnou upchávkou grafit				9					
8. Prietoková charakteristika	Lineárna					L				
	Rovnopercentná v priamej vetve					R				
	LDMspline®					S				
	Uzatváracia					U				
	Parabolická					P				
	Lineárna - dierovaná kuželka					D				
	Rovnopercentná - dierovaná kuželka					Q				
	Parabolická - dierovaná kuželka					Z				
9. Kvs	Číslo stĺpca podľa tabuľky Kvs súčiniteľov					X				
10. Menovitý tlak PN	PN 16						16			
	PN 25 (DN 200 až DN 600)						25			
	PN 40						40			
11. Pracovná teplota °C	Podľa prevedenia 140 až 500 °C							XXX		
12. Men. svetlosť DN	DN 15 až 600								XXX	
13. Prevedenie	Normálne									
	Nevýbušné									Ex
	Prevedenie pre kyslík									Ox
	Prevedenie pre potravinárstvo									Px
	Seizmické prevedenie									SP

Tab. 4.7. Schéma zostavenia typového čísla ventilov RV 210 až 235

4.5.2. Regulátory tlaku radu RD 2xx

V roku 2019 firma LDM uvádza na trh nový rad priamočinných regulátorov tlaku vychádzajúci z radu 200 line. Svojim prevedením a rozsahom parametrov nadväzuje na doterajšiu ponuku regulátorov RD 122.

Ventily sú vyrábané vo svetlostiach DN 65 až 150, v tlakových triedach PN 16 a PN 25. Prírubové teleso z tvárnej liatiny je vybavené pripojovacími bodmi pre impulzné potrubia, čo umožňuje užívateľovi jednoduché zapojenie regulátora s možnosťou voľby umiestnenia tlakových impulzov na telese regulátora alebo vo zvolenom mieste potrubia.

Ventily sú vybavené sofistikovaným prevedením tlakovo vyváženej kuželky, ktorá vďaka svojej netradične riešenej regulačnej partii umožňuje použitie regulátorov aj pri vysokých tlakových spádoch alebo pri kavitácii v armatúre.

Ovládacie hlavice sú osadené pryžovými membránami s vysokou citlivosťou. Pracovné komory sú v ponuke s tromi veľkosťami membrán, čo zabezpečuje dostatočnú škálu nastaviteľných prevádzkových tlakov pre väčšinu bežných vykurovacích a teplárenských aplikácií. Súhrnný rozsah nastavení tlakov je od 15 do 1000 kPa. Špecifickou vlastnosťou týchto regulátorov je možnosť natočenia ovládacej hlavice okolo zvislej osi podľa dispozičných potrieb potrubnej sústavy.

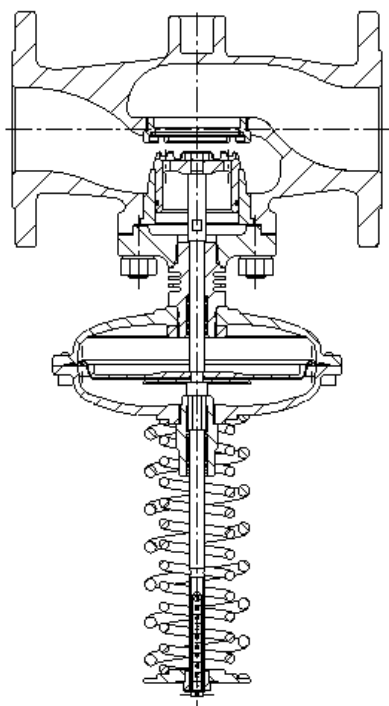
Regulátory sú ponúkané v týchto základných prevedeniach:

Regulátor diferenčného tlaku RD 212 D

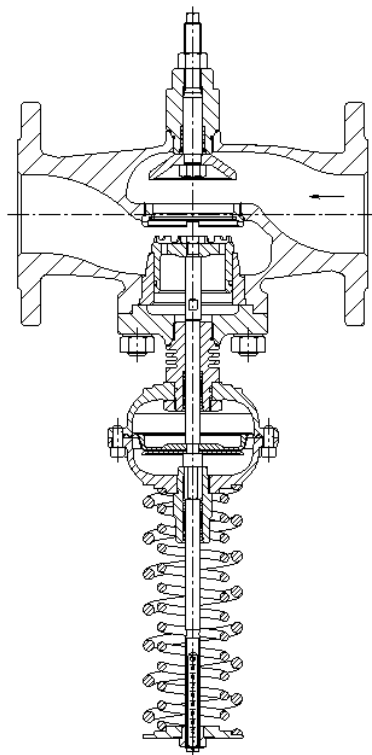
Regulátor diferenčného tlaku s obmedzovačom prietoku RD 212 P

Regulátor výstupného tlaku RD 212 V

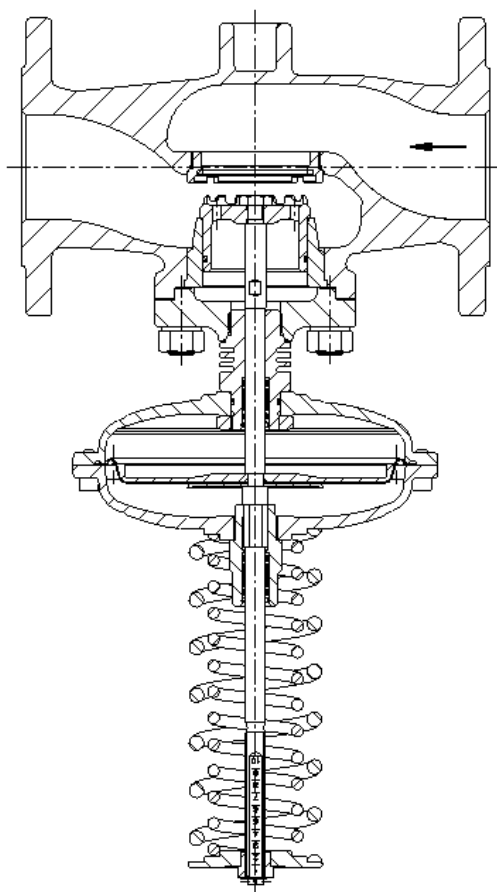
Regulátor vstupného tlaku RD 213 S



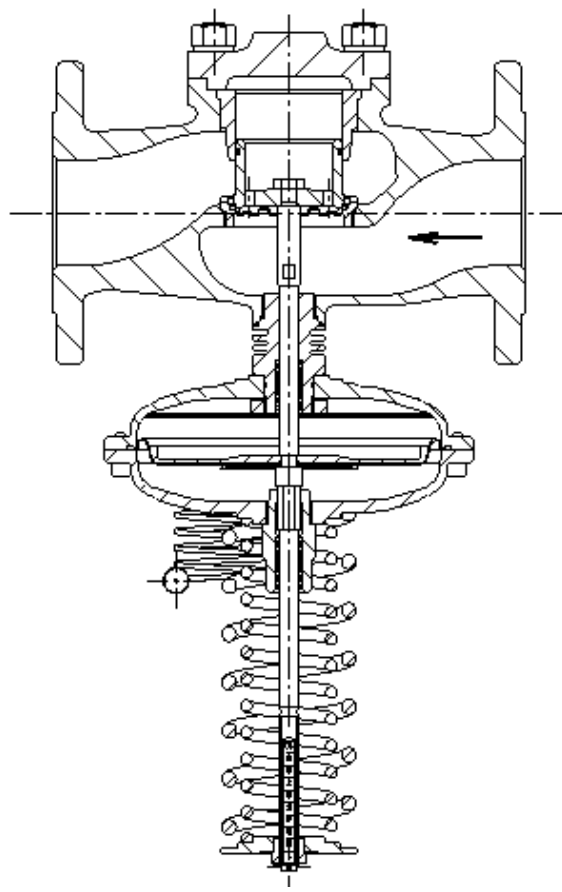
Obr. 4.16. Regulátor diferenčného tlaku RD 212 D



Obr. 4.17. Regulátor diferenčného tlaku RD 212 P



Obr. 4.18. Regulátor výstupného tlaku
RD 212 V



Obr. 4.19. Regulátor vstupného tlaku
RD 213 S

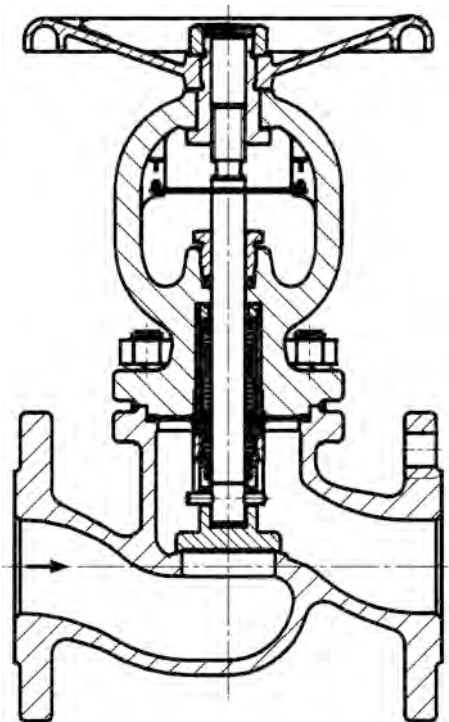
4.6. Uzatváracie ventily radu 2x6, 2x7

Vlnovcové ventily UV 2x6 a UV 2x7 sú ručné uzatváracie armatúry určené pre dlhodobú bezúdržbovú prevádzku. Slúžia pre tesné uzavretie (odstavenie) hlavných vetiev, obtokov i odberových a vzorkovacích potrubí v horúcovodných a parovodných rozvodných okruhoch. Nachádzajú využitie v elektrárnach, teplárnach, výmenníkových a prestupných staniciach i v bežných kúrenárskych aplikáciách.

Armatúry sú vyrábané v prírubovom prevedení v svetlostiach DN 15 až 400, v tlakových triedach PN 16, 25 a 40. Materiálové prevedenie telesa a strmeňového veka môže byť z liatej uhlíkovej ocele (UV 226), koróziivzdornej ocele (UV 236) alebo chrómniklových zliatin ako Monel alebo Hasteloy (UV 246). Prevedenie ventilov UV 2x7 sa odlišuje od základnej verzie UV 2x6 použitím špirálového tesnenia veka a možnosťou voľby rôznych materiálových kombinácií kuželky a sedla (trimov).

Ventily UV 2x6 R sú vybavené vlnovcovou upchávkou, ktorá je chránená pred poškodením mechanickými nečistotami krycou rúrkou. Bezpečnostná upchávka z expandovaného grafitu predstavuje poistku pred únikom média pri eventúálnom porušení vlnovca. Prevedenie UV 2x6 S je vybavené plnohodnotnou stlačovanou upchávkou z expandovaného grafitu. Plochá kuželka na navarenom sedle zaisťuje tesnosť zodpovedajúcu najprísnejším kritériám podľa európskych noriem (prakticky bez priesaku v zatvorenom stave). Kuželka je ďalej pri pohybe a v otvorenej polohe zabezpečená proti vibráciám. Ventily UV 2x6 V a UV 2x6 B sú vybavené tlakovo odľahčenou kuželkou umožňujúcou uzatvorenie média aj pri $\Delta p_{\max} = 4 \text{ MPa}$ (40 bar), t. j. až do hodnoty tlakového stupňa armatúry.

Nestúpavé ručné koleso umožňuje použitie aj v stiesnených pracovných podmienkach, vďaka konštrukcii strmeňa je umožnené bezpečné použitie kolesa aj pri vysokých alebo naopak veľmi nízkych teplotách média.



Obr. 4.20. Vlnocový uzatvárací ventil UV 226 R

Pohybový mechanizmus garantuje nízke prestavné sily pri otváraní a zatváraní, ich veľkosť zostáva v priebehu životnosti konštantná. Zreteľný ukazovateľ zaisťuje jednoduchú identifikáciu okamžitej polohy uzáveru.

Ako je u armatúr LDM tradíciou, prehľadné typové číslo zaisťuje ľahkú špecifikáciu a presnú identifikáciu ventilu pri návrhu aj používaní výrobku.

		XX	XXX	XXX	XX	/	XXX	-	XXX	XX
1. Ventil	Uzatvárací ventil	UV								
2. Označenie typu	Vlnocový UV z liatej uhlíkovej ocele 1.0619		226							
	Vlnocový UV z liatej koróziivzdornej ocele 1.4581		236							
3. Typ ovládania / upchávky ¹⁾ Nie je možné použiť pre prevedenie Ex ²⁾ Len pre DN 150 až 400 ³⁾ Len pre DN 15 až 150 ⁴⁾ Len pre DN 150 a 200	Ručné koleso / vlnovec s bezpečnostnou upchávkou ³⁾			R						
	Ručné koleso / expandovaný grafit ¹⁾			S						
	Tlakovo odľahčená kuželka / vlnovec s bezpečnostnou upchávkou ⁴⁾			V						
	Tlakovo odľahčená kuželka / expandovaný grafit ¹⁾²⁾			B						
	Príruba s hrubou tesniacou lištou			1						
4. Prevedenie pripojenia	Príruba s hrubou tesniacou lištou			1						
5. Materiál telesa / veka	Oceľoliatina 1.0619 / Oceľoliatina 1.0619			1						
	Nerez. oceľ 1.4581 / Oceľoliatina 1.0619			3						
	Nerez. oceľ 1.4581 / Nerez. oceľ 1.4581			8						
	Iný materiál			9						
6. Menovitý tlak PN	PN 16				16					
	PN 25				25					
	PN 40				40					
7. Maximálna teplota °C	400 °C					400				
8. Menovitá svetlosť DN	DN 15 až 400							XXX		
9. Prevedenie	Normálne									
	Nevýbušné									Ex

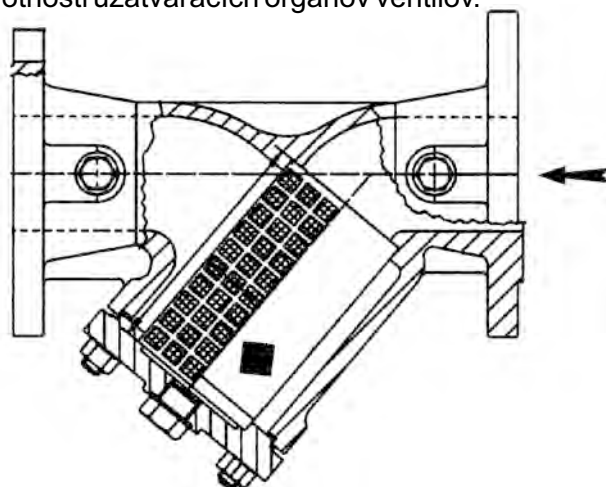
Tab. 4.8. Schéma zostavenia typového čísla ventilov UV 2x6

4.7. Filtre prírubové radu FP

Filtre prírubové radu FP sú potrubné prvky určené pre čistenie (filtrovanie) média od mechanických nečistôt. Hlavnou prednosťou je ich celková robustná konštrukcia a sito z nerezovej ocele s možnosťou odkalovania bez nutnosti demontáže veka filtra.

Filtre sú vyrábané v prírubovom prevedení vo svetlostiach DN 15 až 400, v tlakových triedach PN 16, 25 a 40. Materiálové prevedenie telesa môže byť zo sivej liatiny (FP 110), tvárnej liatiny (FP 210) a oceleliatiny (FP 220). Široká škála menovitých svetlostí umožňuje použitie týchto filtrov vo väčšine obvyklých aplikácií.

Filtre sú určené pre použitie v aplikáciách vykurovania a priemyslu, predovšetkým v horúcovodných a v parných okruhoch. Sú vhodné pre prostredie vody, vodnej pary, vzduchu a ďalších médií kompatibilných s použitým materiálom telesa a filtračného sita. Doporučujeme ich používať v kombinácii s ostatnými výrobkami firmy, pretože veľkosti ôk filtračného sita sú zladené s požiadavkami na mechanickú čistotu média pre regulačné ventily LDM. Ich použitím dôjde hlavne ku zvýšeniu životnosti uzatváracích orgánov ventilov.



Obr. 4.21. Prírubový filter FP

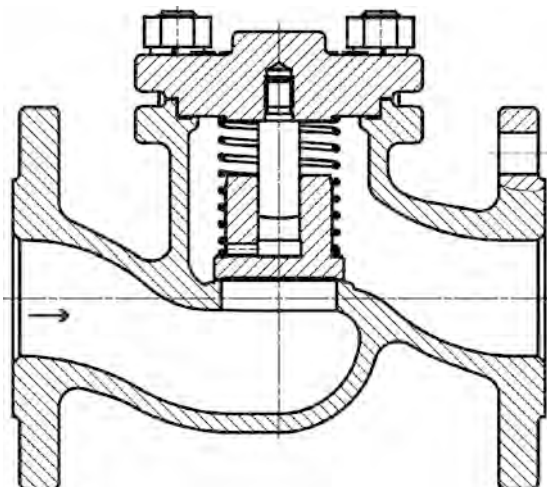
Typové číslo zaisťuje ľahkú a jednoznačnú špecifikáciu a presnú identifikáciu pri návrhu a používaní výrobku.

		XX	XXX	X	XX	XX	/	XXX	-	XXX
1. Armatúra	Filter prírubový	FP								
2. Označenie typu	Filter zo sivej liatiny EN-JL1040		110							
	Filter z tvárnej liatiny EN-JS1050		210							
	Filter z oceleliatiny 1.0619		220							
3. Prevedenie	Nerezové sito			S						
	Nerezové sito s magnetickou vložkou			M						
4. Veľkosť oka	A až G (podľa tabuľky veľkostí ôk)			X						
5. Materiál telesa	Sivá liatina EN-JL1040		110		3					
	Tvárna liatina EN-JS1050		210		4					
	Oceleliatina 1.0619		220		1					
6. Menovitý tlak PN	PN 16		110			16				
	PN 25		210			25				
	PN 40		220			40				
7. Maximálna teplota °C	300 °C		110					300		
	350 °C		210					350		
	400 °C		220					400		
8. Menovitá svetlosť DN	DN 15 až 400		110							XXX
	DN 15 až 300		210							XXX
	DN 15 až 200		220							XXX

Tab. 4.9. Schéma zostavenia typového čísla filtrov FP

4.8. Spätné ventily radu ZV

Spätné ventily radu ZV sú samočinné uzávery zabraňujúce reverzácii smeru toku média. Sú to bezúdržbové, samočinné armatúry, ovládané vlastným médiom za prispenia hmotnosti kuželky, prípadne s pomocnou pružinou. Sú určené pre použitie na vode a pare predovšetkým vo výmenníkových staniciach, teplárňach a iných kúrenárskych aplikáciách.



Obr. 4.22. Spätný ventil Z 226 P s pomocnou pružinou

		XX	XXX	X	XX	XX	/	XXX	-	XXX
1. Armatúra	Spätný ventil priamy	ZV								
2. Označenie typu	Spätný ventil zo sivej liatiny EN-JL1040		116							
	Spätný ventil z tvárnej liatiny EN-JS1025		216							
	Spätný ventil z liatej uhlíkovej ocele 1.0619		226							
3. Funkcia	S pomocnou pružinou			P						
	Bez pomocnej pružiny			T						
4. Prevedenie pripojenia	Príruba s hrubou tesniacou lištou			1						
	Príruba s výkružkom			2						
	Príruba s drážkou			3						
	Príruba s nákrúžkom			7						
	Príruba s perom			8						
5. Materiál telesa	Sivá liatina EN-JL1040		116	3						
	Tvárna liatina EN-JS1025		216	4						
	Liata uhlíková oceľ 1.0619 / Liata uhlíková oceľ 1.0619		226	1						
6. Menovitý tlak PN	PN 16		116		16					
	PN 25		216		25					
	PN 40		226		40					
7. Maximálna teplota °C	300 °C		116					300		
	350 °C		216					350		
	400 °C		226					400		
8. Menovitá svetlosť DN	DN 15 až 300		116						XXX	
	DN 15 až 200		216						XXX	
	DN 15 až 200		226						XXX	

Tab. 4.10. Schéma zostavenia typového čísla spätných ventilov ZV

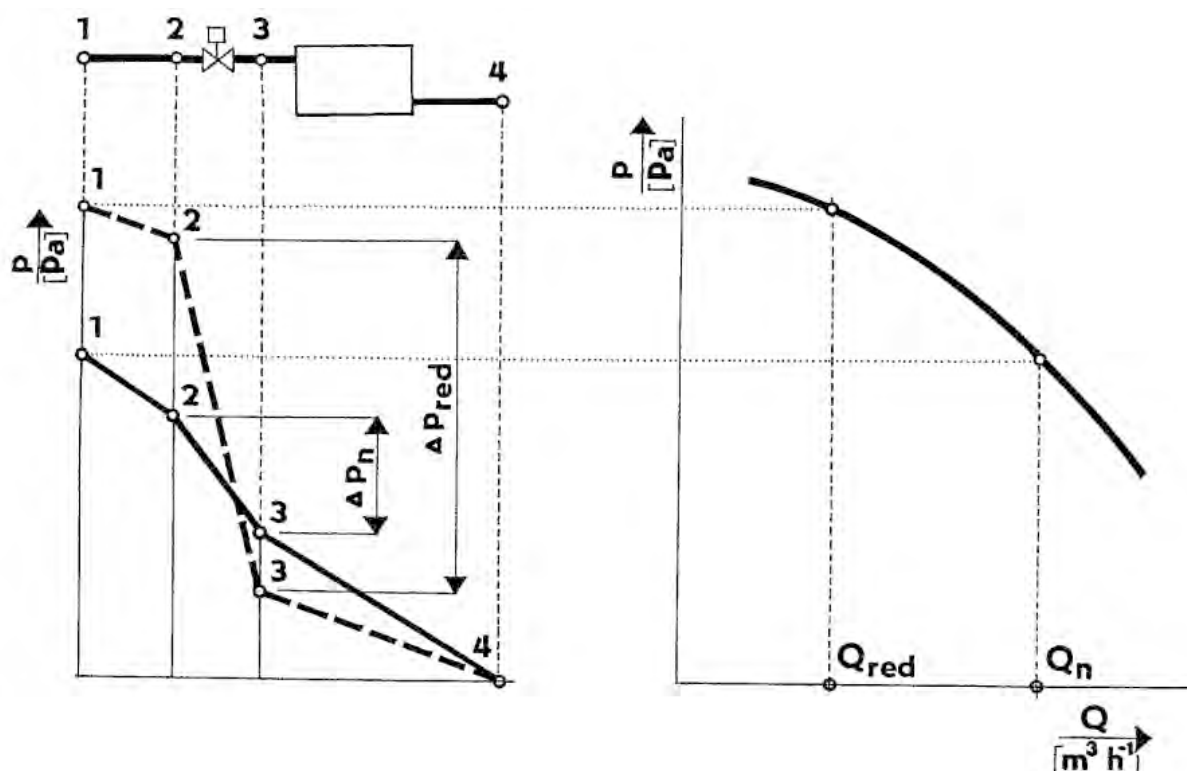
Ako je vidieť z predchádzajúceho stručného popisu, sortiment regulačných a uzatváracích armatúr LDM zahŕňa svojou šírkou väčšinu aplikácií v bežných priemyselných odvetviach, vykurovaní a centralizovanom zásobovaní teplom. To je v zhode s dlhodobou koncepciou rozvoja firmy, ktorej cieľom je byť spoľahlivým a kvalitným partnerom užívateľov regulačných armatúr.

Armatúry pre vyššie parametre ako PN 40 sú potom popísané v kapitole 8.

5. REGULÁCIA DIFERENČNÉHO TLAKU

5.1. Nárast tlaku na regulačnej armatúre

Pokiaľ je akákoľvek sústava vybavená dvojcestnými regulačnými ventilmi, mení sa v nej pri prevádzke mimo návrhový stav prietok a diferenčný tlak, pretože každý dvojcestný ventil reguluje prostredníctvom zmeny prietoku. To má za následok okrem zmeny prietoku vykurovacou alebo chladiacou sústavou aj zmeny diferenčného tlaku, vid'. obr. 5.1. Takéto sústavy bývajú označované ako sústavy s premenným prietokom alebo dynamické sústavy. Tento jav je obzvlášť výrazný pri sústavách, kde sú takto regulované všetky odberné miesta, t. j. napr. sústavy s termostatickými radiátorovými ventilmi, tlakovo nezávislé výmenníkové stanice alebo teplovzdušné jednotky.



Obr. 5.1. Nárast diferenčného tlaku pri zatváraní regulačného ventilu

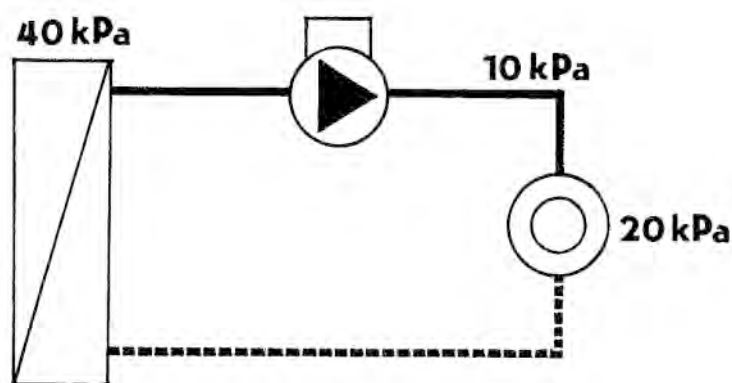
Na obr. 5.1 je celá sústava vrátane ventilu navrhnutá na menovitú (výpočtovú) tlakovú stratu Δp_n pri menovitom prietoku Q_n a za výpočtových podmienok sa chová podľa plnej čiary v ľavej časti obrázku (body 1, 2, 3, 4). Úsek 1-2 znázorňuje tlakovú stratu prírodného potrubia, 2-3 tlakovú stratu regulačnej armatúry a 3-4 stratu všeobecného odberného miesta (v našom prípade vykurovacieho telesa) vrátane spätočného potrubia.

Pri štatisticky bežnej prevádzke (mimo výpočtový stav) však bude regulačná armatúra do určitej miery uzavretá. V pravej časti obr. 5.1 je znázornený posun po charakteristike čerpadla, tzn. že pri nižšom prietoku Q_{red} bude v sieti vyšší dynamický tlak. Pretože klesá prietok sieťou, okolitý potrubný systém bude mať nižšiu tlakovú stratu (čiarkovaný priebeh 1-2, 3-4) a celý zvyšok dispozičného tlaku v danom odbernom mieste bude priškrcovaný ventilom (2-3, Δp_{red}). To má za následok ovplyvňovanie regulačných vlastností ventilu a nežiaduce hlukové prejavy, obzvlášť pri termostatických radiátorových ventiloch. Z obrázku 5.1 ďalej vyplýva veľmi dôležitá skutočnosť, že nárast diferenčného tlaku na regulačnej armatúre je spôsobovaný dvoma faktormi, jednak nárastom tlaku čerpadla pri nižšom prietoku a jednak poklesom strát potrubnej siete.

5.2. Čerpadlá s premenlivými otáčkami

Pre obmedzenie nárastu diferenčného tlaku sa v súčasnej dobe veľmi často používajú čerpadlá s premenlivými otáčkami, či už s frekvenčnými meničmi, vstavanými do svorkovnice pre menšie výkony, alebo s oddelenými meničmi a tlakovými prevodníkmi, ktoré sa používajú najmä pre väčšie výkony, ale okrem ekonomických dôvodov nič nebráni takémuto usporiadaniu aj pri malých čerpadlách.

Keď sa zamyslíme nad obrázkom 5.1, je zrejmé, že frekvenčne regulované čerpadlo nemôže dať dostatočnú záruku konštantného tlaku na regulačnej armatúre, pretože, ako bolo uvedené skôr, nárast tlaku na regulačnej armatúre je spôsobený aj poklesom vlastných tlakových strát potrubnej siete (všeobecne všetkých pevných odporov), čo môže byť veľmi významný faktor najmä pri moderných vykurovacích sústavách alebo pri chladiacich sústavách, kde môžu byť tieto odpory značné. Na obr. 5.2 je preto uvedený príklad výmenníkovej stanice s doskovými výmenníkmi, kde vlastná výmenníková stanica má stratu 40 kPa, potrubná sieť 10 kPa a pripojená tlakovo závislá vykurovacia sústava vrátane termostatických radiátorových ventilov 20 kPa.



Obr. 5.2. Výmenníková stanica s frekvenčne riadeným čerpadlom (vstavaný menič)

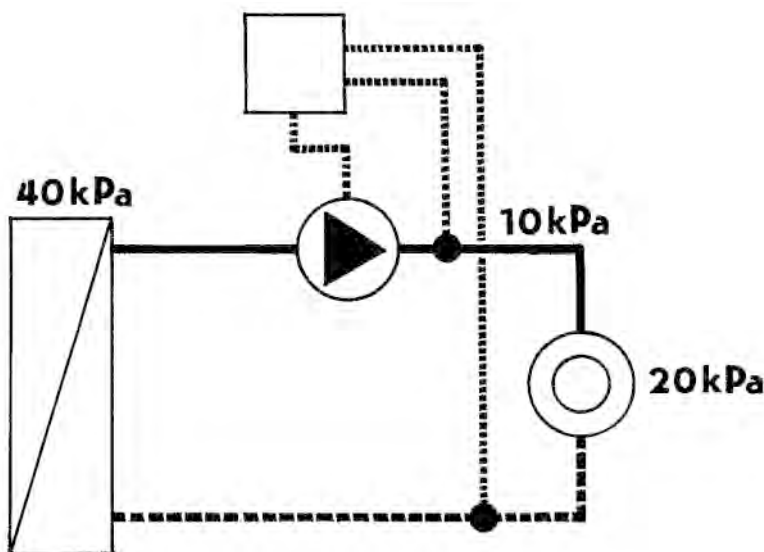
Podľa tohto obrázku bude nutné pri uvedení do prevádzky nastaviť dopravnú výšku čerpadla na súčet všetkých čiastkových strát sústavy, t. j. na $40 + 10 + 20 = 70$ kPa.

Pretože v sústavách, ktoré sú vybavené termostatickými ventilmi, klesá podstatne za normálnej prevádzky prietok (30 až 50 %-né zníženie oproti menovitému prietoku), poklesne taktiež s jeho druhou mocninou tlaková strata všetkých pevných hydraulických odporov (potrubie, ručné armatúry a pod.). V prípade podľa obr. 5.2 predpokladajme, že okamžitý reálny prietok sústavou bude polovičný, potom sa tlakové straty potrubnej siete aj vlastné straty výmenníkovej stanice zmenšia na štvrtinu. Čerpadlo je však nastavené na konštantný tlak 70 kPa a na termostatických ventiloch bude za tohto stavu dispozičný tlak $70 - 10 - 2,5 = 57,5$ kPa. Za tejto situácie môžeme s istotou predpokladať, že vykurovacia sústava bude hlučná.

Z tohto dôvodu začali niektorí výrobcovia vyrábať tzn. „inteligentné“ frekvenčne riadené čerpadlá, kde sa dopravná výška (tlak) čerpadla znižuje úmerne s dopravovaným množstvom. Tento spôsob riadenia sa všeobecne nazýva proporcionálnym, ale pretože nie je možné pri nulovom prietoku dosiahnuť nulovú dopravnú výšku, vždy existuje určitá tlaková odchýlka oproti ideálnemu parabolickému priebehu. Preto by mali byť pri použití týchto čerpadiel aspoň orientačne prepočítané parametre siete pri zníženom prietoku, či je tlaková odchýlka zanedbateľná alebo nie. Všeobecne platí, že čím vyššia je vlastná tlaková strata siete, tým vyššie je riziko hlučnosti regulačných armatúr aj pri použití takto riadených čerpadiel.

V prípade obr. 5.2 bolo použité čerpadlo so vstavaným meničom do svorkovnice. Nastavený diferenčný tlak je u týchto strojov zisťovaný výpočtom z elektrických veličín, udržiavaný v podstate medzi prírubami stroja (presnejšie priamo v obežnom kolese) a preto musia byť tieto čerpadlá nastavené aj na prekonanie vlastnej tlakovej straty zdroja. Pri väčších čerpadlách, kde

sa takmer výhradne používajú oddelené (samostatné) frekvenčné meniče s tlakovými prevodníkmi, je situácia o niečo priaznivejšia vďaka možnosti teoreticky ľubovoľného umiestnenia tlakových čidiel, ale principiálne ide o rovnaký problém, viď. obr. 5.3.



Obr. 5.3. Výmenníková stanica s frekvenčne riadeným čerpadlom (oddelený menič)

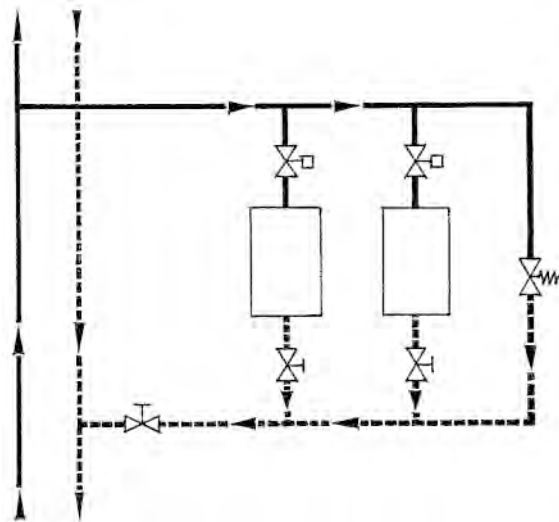
V zapojení podľa obr. 5.3 predpokladajme, že prietok sa zmení rovnako ako v predchádzajúcom prípade, potrubná sieť aj vykurovacia sústava sú rovnaké a tlakové prevodníky sú umiestnené na prahu zdroja, napr. na hlavnom rozdeľovači a zberači. Dopravná výška čerpadla bude opäť nastavená na súčet všetkých čiastkových strát sústavy, ale v tomto prípade už bez vlastnej tlakovej straty zdroja (tlak je snímaný "za" zdrojom), t. j. na $10 + 20 = 30$ kPa. Aj v tomto prípade bude dopravná výška čerpadla pri menovitom prietoku 70 kPa, viac-menej vďaka umiestneniu prevodníka tlaku sme "odstránili" tlakovú stratu zdroja (výmenníka), takže nastavenie na 30 kPa je úplne správne. Týmto zapojením je síce eliminovaná vlastná tlaková strata zdroja, ale pri zníženom prietoku bude na termostatických ventiloch pri tomto stave dispozičný tlak $30 - 2,5 = 27,5$ kPa, čo s veľkou pravdepodobnosťou spôsobí opäť hlukové problémy.

Z uvedených príkladov je zjavné, že ani použitie čerpadla s premenlivými otáčkami často nevyrieši problémy s nárastom diferenčného tlaku na regulačných armatúrach a teda vo väčšine prípadov sa musia používať vo väčších objektoch alebo rozľahlých sústavách (vyššia tlaková strata pevných odporov) ďalšie prostriedky pre jeho stabilizáciu. Prevádzkové problémy bez ďalšej stabilizácie diferenčného tlaku sú, ako bolo uvedené vyššie, potom o to horšie, čím vyššie tlakové straty vykazuje potrubná sieť pri menovitom prietoku.

Z týchto dôvodov je potrebné pozerať sa na frekvenčne riadené čerpadlá v prvom rade ako na vynikajúci prostriedok na šetrenie elektrickej energie, kde sa úspory bežne vyčísľujú na 50 % oproti neriadeným čerpadlám. Frekvenčne riadené čerpadlá majú ďalej všetky predpoklady pre vyššiu životnosť a vyznačujú sa menším hlukom.

5.3. Prepúšťacie ventily

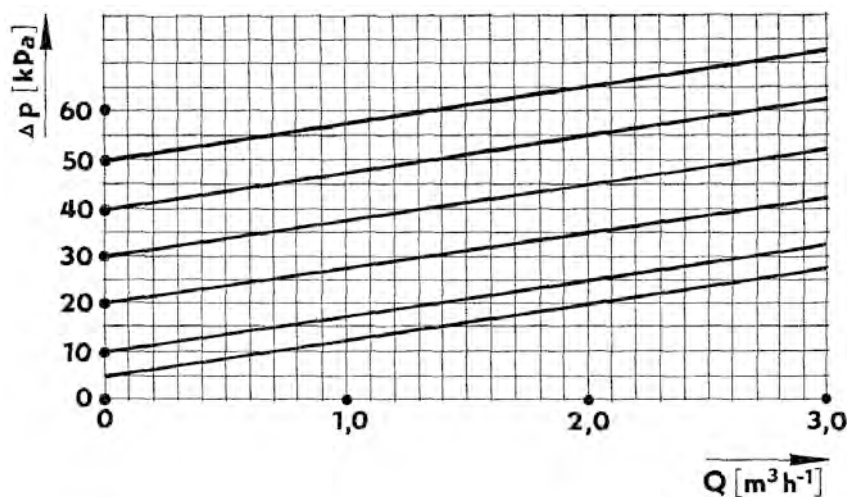
Prepúšťanie je frekventovaným spôsobom ochrany pred nárastom diferenčného tlaku, najmä z cenových dôvodov. Z konštrukčného hľadiska sa vo väčšine prípadov používajú prepúšťacie ventily pružinové, ktoré sú lacnejšie ako prepúšťacie ventily na báze upravených regulátorov diferenčného tlaku. Na obr. 5.4 je príklad začlenenia prepúšťacieho ventilu do sústavy, kde by mal byť z čisto technického hľadiska zapojený na konci vetvy z dôvodu stálej dostatočnej teploty prívodu pred regulačným ventilom. Prepúšťacie ventily sú zapájané paralelne s chráneným úsekom.



Obr. 5.4. Prepúšťací ventil v sústave

Funkcia prepúšťacích ventilov je pri uzatváraní regulačných armatúr založená na prepúšťaní nadbytočného množstva teplotnosnej látky z prívodu do spiatocky a tým je udržiavaný prakticky konštantný prietok sústavou vrátane tlakových pomerov. Stály diferenčný tlak je teda pri použití prepúšťacích armatúr udržiavaný nepriamo pomocou stabilizácie prietoku v jednotlivých vetvách. Prepúšťacie ventily podporujú z princípu svojej funkcie zvyšovanie teploty spiatocky a v prechodnom období sa tak môže teplota spiatocky len nepatrne líšiť od teploty prívodu, čo má priamy vplyv na vlastné tepelné straty potrubnej siete.

Určitým problémom je ďalej návrh prepúšťacích ventilov, pretože nie je presne dané, aký podiel z celkového prietoku bude prepúšťaný. Navyše, pokiaľ navrhujeme prepúšťanie napr. na päťach stúpačiek, bude pravdepodobne každá stúpačka (podľa svojho určenia a polohy) vykazovať iné prepúšťané množstvo. Preto voľba percentuálneho pomeru prepúšťaného množstva k menovitému záleží len na projektantovi a bežne sa volí v rozmedzí 30 až 100 % (podľa určenia konkrétnej vetvy potrubnej siete, alebo podľa skúseností projektanta). S tým úzko súvisí nastavenie prepúšťacieho tlaku, viď. obr. 5.5.



Obr. 5.5. Všeobecný návrhový diagram prepúšťacieho ventilu

Pokiaľ požadujeme diferenčný tlak vo vetve napríklad 20 kPa a prepúšťané množstvo je napríklad $2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, je z návrhového diagramu jasné, že buď musíme nastaviť otvárací pretlak na 5 kPa, aby sme dodržali diferenčný tlak v okruhu 20 kPa pri $2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, alebo musíme akceptovať diferenčný tlak 35 kPa pri danom prietoku pre nastavený otvárací pretlak 20 kPa, čo predstavuje

odchýlku 75 % od nastavenej hodnoty. Táto skutočnosť je daná tým, že prepúšťacia armatúra má tiež svoju vlastnú tlakovú stratu, ktorá sa premieta ďalej do tlakovo chráneného úseku a preto majú aj návrhové diagramy prepúšťacích ventilov stúpajúci priebeh so zväčšujúcim sa prietokom. Z predchádzajúceho odstavca vyplýva, že by sa prepúšťacie ventily mali vyznačovať nízkou tlakovou stratou a tým čo najplochejšou charakteristikou.

V predchádzajúcom odstavci sme počítali s tým, že prepúšťané množstvo $2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ je správna hodnota. Vzhľadom k uvedenému rozptylu percentuálneho prepúšťacieho podielu 30 až 100 % sa v praxi dostávame ešte do väčších odchýlok, pokiaľ nebol ventil dimenzovaný na 100 %-né prepúšťané množstvo. Tu teda všeobecne platí, že čím je menší prepúšťaný percentuálny podiel z celkového prietokového množstva daným úsekom, tým je vyššie riziko hydraulických problémov pri nižšom prietoku. Preto by mali byť prepúšťacie ventily dimenzované na čo najväčšie prepúšťané množstvo z celkového prietoku v danom úseku.

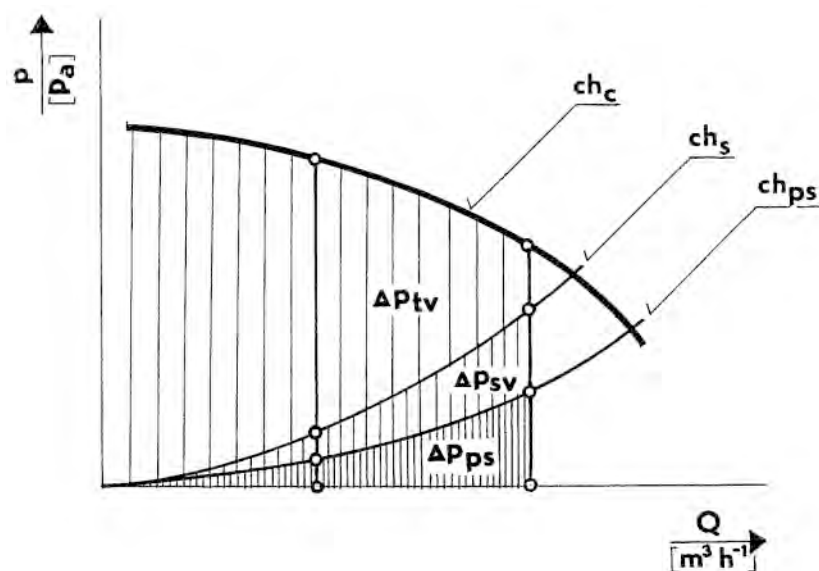
Z vyššie uvedených dôvodov nie je ani vhodné navrhovať termostatické ventily na hranici ich odolnosti proti hlukovým prejavom (nespracovávať výrobcom povolené maximálne tlakové spády), aby zostala určitá rezerva pre pásmo proporcionality prepúšťacieho ventilu. Toto platí všeobecne aj pre regulátory diferenčného tlaku.

Prepúšťacie ventily sa tiež niekedy používajú pre stabilizáciu dopravnej výšky čerpadla, keď sú umiestnené v jeho obtoku (najčastejšie malé zariadenia). Toto riešenie má v zásade nevýhody z hľadiska vyššie popísanej tlakovej odchýlky aj z hľadiska konštantného čerpaného množstva, kde toto riešenie neprináša prakticky žiadne úspory čerpacej práce, ale za hlavnú výhodu je možné považovať skutočnosť, že nepodporuje zvyšovanie teploty spiatočky.

5.4. Regulátory diferenčného tlaku

Ďalšou možnosťou stabilizácie diferenčného tlaku v sústave je použitie regulátorov diferenčného tlaku. Sú založené na princípe obmedzovania (škrtenia) nadbytočného tlaku pri čiastočnom uzavretí dvojcestných regulačných ventilov a tým preberajú ich zvýšenú tlakovú stratu (s výhradami ich je možné všeobecne prirovnávať k redukčným ventilom). Z podstaty svojej funkcie tak podporujú riadne vychladenie spiatočky a súčasne ich použitie v kombinácii s frekvenčne riadenými čerpadlami prináša zásadné úspory čerpacej práce (mení sa prietokové množstvo sústavou). Všeobecne je možné povedať, že sú drahšie než pružinové prepúšťacie ventily, jednak vďaka zložitejšej konštrukcii (membrána, tlakovo vyvážená kuželka, tlakové odbery a pod.) a ďalej musia byť na rozdiel od prepúšťacích ventilov navrhované na celkový prietok (väčšie svetlosti). Umiestňujú sa buď na päty stúpačiek (z technického hľadiska lepšie riešenie), alebo na pätu objektu (lacnejšie riešenie). Do sústavy sa montujú sériovo s chráneným úsekom.

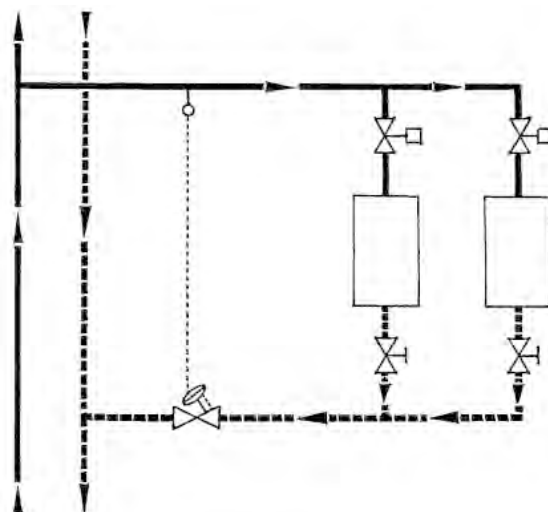
Ak znázorníme obr. 5.1 v inej forme, vid' obr. 5.6, vidíme názorne skladbu (podiely) tlakových strát na celkovej tlakovej strate sústavy. Jednotlivé zložky sú označené ako Δp_{ps} (tlaková strata potrubnej siete) a jej charakteristika (ch_{ps}), Δp_{sv} (tlaková strata ručného stúpačkového ventilu) a jeho charakteristika (ch_s) a Δp_{tv} (tlaková strata termostatického ventilu, všeobecne dvojcestného regulačného ventilu). Hranicou je tu opäť, ako v prípade obr. 5.1, charakteristika čerpadla ch_c .



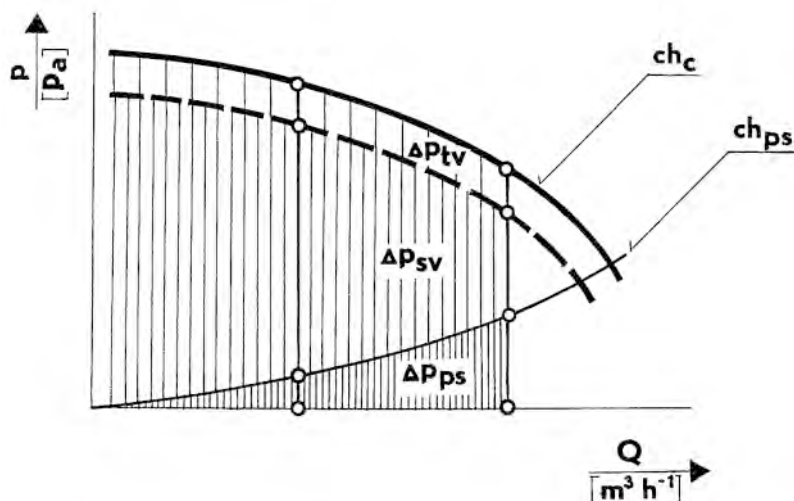
Obr. 5.6. Nárast tlaku na termostatickom ventile pri zmenšovaní prietoku

Z obr. 5.6 sú podobne ako z obr. 5.1 názorne vidieť odlišné (premenlivé) dispozičné tlaky, ktoré pri zmene (zmenšovaní) prietoku musí regulačný ventil spracovávať.

Pokiaľ zaradíme do okruhu regulátor diferenčného tlaku podľa obr. 5.7, tlakovo chránený úsek sa začne chovať v súlade s obr. 5.8.



Obr. 5.7. Regulátor diferenčného tlaku v sústave

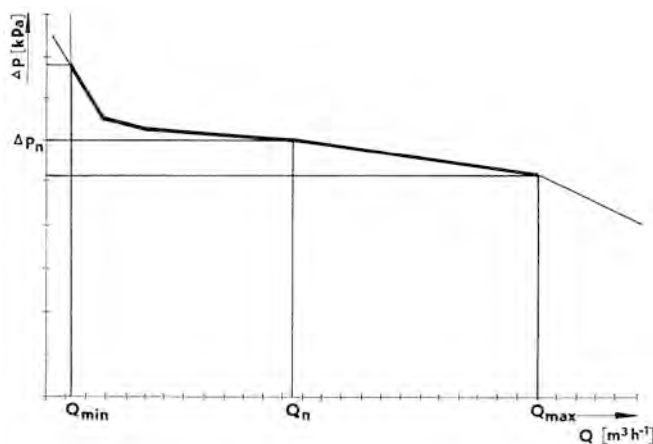


Obr. 5.8. Tlakové pomery v sústave po inštalácii regulátora diferenčného tlaku

Na obr. 5.8 sú jednotlivé zložky opäť označené ako Δp_{ps} (tlaková strata potrubnej siete) a jej charakteristika (ch_{ps}), Δp_{sv} (tlaková strata regulátora diferenčného tlaku) a Δp_{tv} (tlaková strata dvojcestného regulačného ventilu, napr. termostatického radiátorového ventilu). Z vyššie uvedeného obrázku je vidieť, že regulátor diferenčného tlaku tu má funkciu škrtiaceho (redukčného) ventilu a zaisťuje tak stále tlakové podmienky pre funkciu regulačného ventilu nezávisle na prietoku.

Regulátory diferenčného tlaku sa vyrábajú v mnohých prevedeniach, veľké armatúry majú oddelené tlakové odbery (vo väčšine prípadov ich je možné po úprave použiť aj pre prepúšťaciu funkciu, eventuálne pre u nás trochu nedocenenú dynamickú stabilizáciu prietoku v spojení s meracou clonou), pri menších armatúrach (do DN 50) veľa výrobcov uplatňuje jeden oddelený odber (pre vyšší tlak) a druhý odber (pre nižší tlak) je neoddeliteľnou súčasťou ventilu (obvykle je vedený vyvrtaným kanálkom v kuželke armatúry). Tieto armatúry diferenčného tlaku tak majú pevne danú polaritu tlakov, čo zlacňuje celú armatúru oproti regulátorom s oddelenými tlakovými odbermi, ale nie je možné ich použiť pre ďalšie funkcie, ktoré regulátory diferenčného tlaku všeobecne ponúkajú. Taktiež pri montáži sa musia presne dodržať pokyny výrobcu, čo znamená montáž do spiatočky a dodržanie smeru prietoku. Pri regulátoroch s oddelenými odbermi je potom možná montáž do prírodného, alebo vratného potrubia.

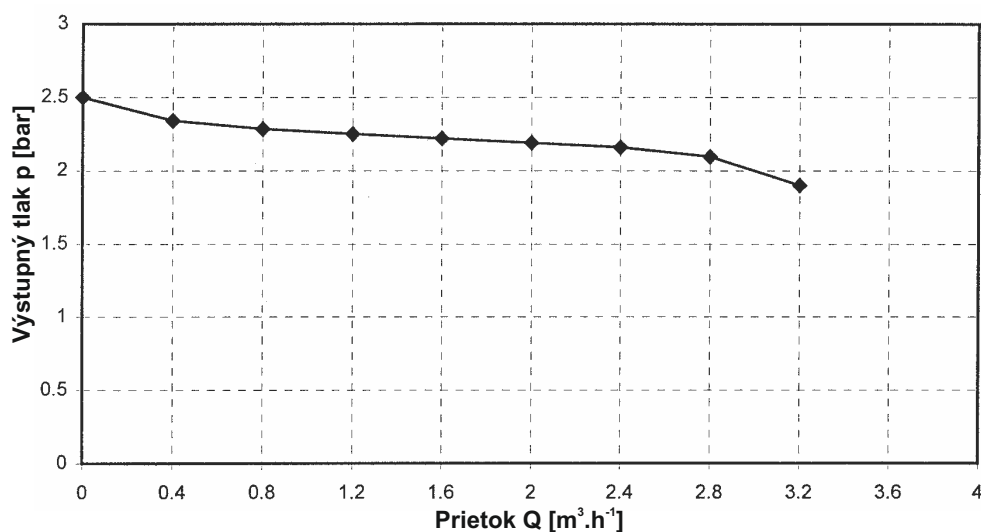
Regulátory diferenčného tlaku patria do skupiny priamočných proporcionálnych regulátorov a ako také majú svoje charakteristiky a príslušné regulačné odchýlky, vid'. obr. 5.9.



Obr. 5.9. Všeobecná závislosť udržiavaného diferenčného tlaku na prietoku pre regulátor diferenčného tlaku

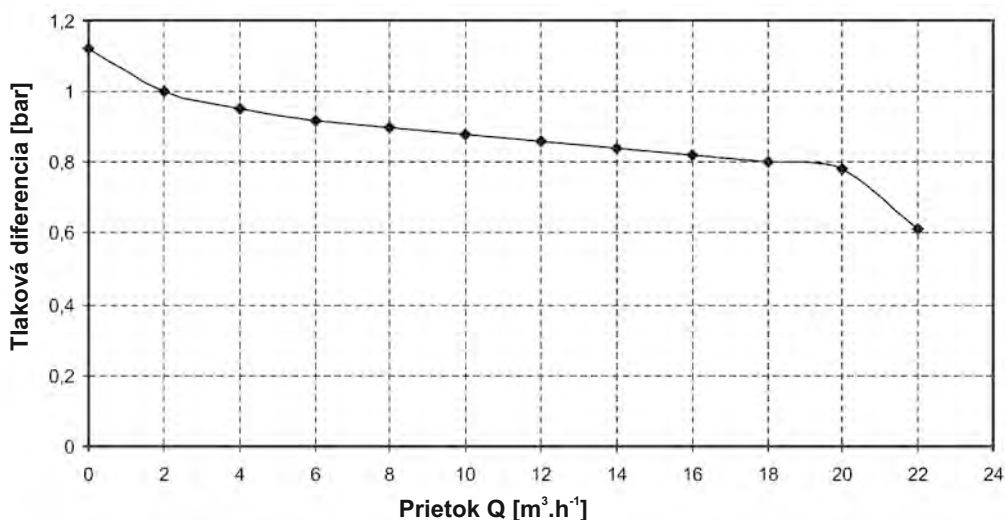
Z obrázku 5.9 je zrejmé, že pri klesajúcom prietoku regulátorom bude nastavený diferenčný tlak stúpať a naopak. Z toho ďalej vyplýva, vzhľadom k už spomínanému poklesu prietoku, že regulátor diferenčného tlaku by nemal byť v žiadnom prípade predimenzovaný, pretože je potom nútený často pracovať v oblasti (obzvlášť v kombinácii s poklesom prietoku), kde je jeho výstupný tlak príliš vysoký (až o 60 až 80 % viac, ako je nastavená hodnota) a nestabilný, pretože takmer všetky regulátory diferenčného tlaku vďaka svojmu konštrukčnému usporiadaniu nemôžu pracovať pri prietokoch blízkyh nule.

Na obr. 5.10 je uvedená charakteristika redukčného ventilu RD 102 V DN 25, z ktorej vyplýva porovnanie funkcie redukčných ventilov a regulátorov diferenčného tlaku.



Obr. 5.10. Charakteristika redukčného ventilu RD 102 V DN 25

Z obr. 5.10 je zrejmé, že sa tento redukčný ventil vyznačuje plochou charakteristikou, veľkým rozsahom prietokov, ale hlavne je schopný pracovať aj pri nulovom prietoku, t. j. nestráca funkciu pri týchto extrémnych stavoch. Touto vlastnosťou sa líšia redukčné ventily od regulátorov diferenčného tlaku všeobecne a na základe požiadavky na správnu funkciu pri nulovom prietoku sú vyrábané aj regulátory diferenčného tlaku LDM (rad RD 102, RD 103 a RD 122), viď. príklad na obr. 5.11, kde je uvedená charakteristika regulátora diferenčného tlaku RD 122 D DN 40.



Obr. 5.11. Charakteristika regulátora diferenčného tlaku RD 122 D DN 40

Podobne ako na obr. 5.10, je aj pri ventile podľa obr. 5.11 zachovaná funkcia pri minimálnych, alebo nulových prietokoch, t. j. armatúra nestráca svoju redukčnú funkciu za žiadnych okolností, čo podstatne zjednodušuje jej návrh. Týmto krokom bolo umožnené projektovanie regulátorov diferenčného tlaku LDM len na základe Kv hodnoty bez akýchkoľvek prevádzkových obmedzení, rovnako ako pri všetkých regulačných ventiloch.

5.5. Návrh regulátora diferenčného tlaku

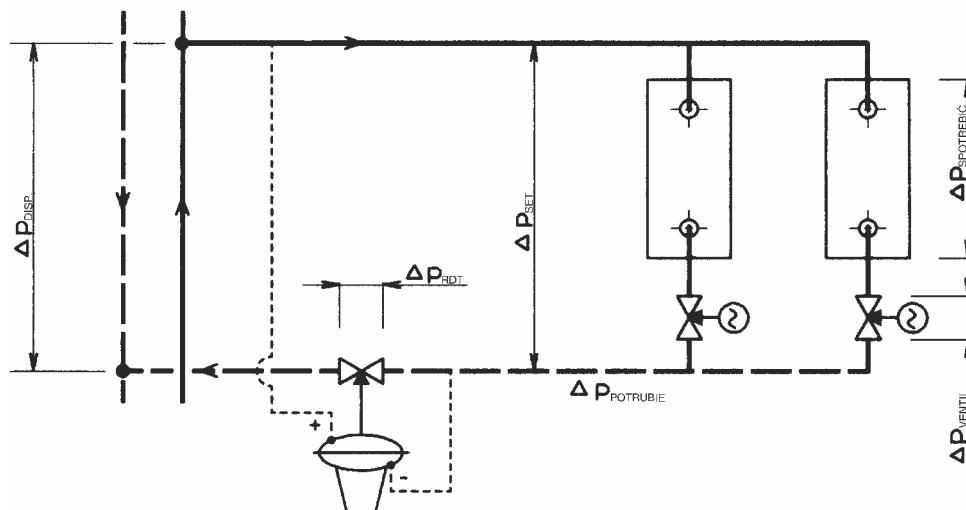
Predtým ešte stoja za pripomenutie projektové podklady týchto armatúr. Ešte v prvej polovici deväťdesiatych rokov 20. storočia sa navrhovali podľa pásma proporcionality rôznych svetlostí regulátorov pri danom prietoku. V podkladoch boli vyznačené oblasti použiteľnosti každej svetlosti pre určitý rozsah prietokov, ktoré sa prekrývali (pre určitý prietok bolo možné zvoliť až 7 svetlostí, resp. Kv hodnôt !) a pre projektanta bez hlbšieho teoretického zázemia boli neprehľadné a zavádzali k nesprávnym výsledkom (predimenzovaniu). Pretože pásmo proporcionality regulátora diferenčného tlaku udáva v zásade tlakovú odchýlku od nastavenej hodnoty, zvädzala táto forma podkladov k voľbe svetlosti väčšej, pri ktorej bola udaná menšia tlaková odchýlka pre daný prietok (menšie pásmo proporcionality) a dochádzalo tak k predimenzovaniu armatúry. Regulátory diferenčného tlaku však nefungujú, až na výnimky, ako skutočné redukčné ventily a preto veľmi často tieto armatúry pracovali a pracujú v oblasti nestabilného výstupného tlaku, čo je dané takmer u všetkých výrobcov tým, že pod istým minimálnym prietokom (odlišným u každého výrobku) regulátor stráca svoju funkciu a pri prietokoch blízkyh nule dochádza k vyrovnaniu tlaku pred a za armatúrou. Z tohto dôvodu sa v niektorých podkladoch objavovalo doporučenie, aby ventil nepracoval napr. pod 30 % návrhového prietoku.

Posledné uvedené doporučenie však v praxi nebolo možné často splniť, najmä pri stúpačkách, u ktorých kolíše prietok vo veľkom rozsahu (v hromadnej bytovej výstavbe sú to stúpačky spálňí a kuchýň). Pre aspoň čiastočnú nápravu tohto stavu a väčšiu zrozumiteľnosť začali byť projektové podklady udávané pri každej svetlosti tromi hodnotami prietoku podľa obr. 5.9, ktoré boli nájdené tak, že regulátor diferenčného tlaku bol nastavený na určitú hodnotu diferenčného tlaku a potom bol znižovaný prietok dovtedy, pokiaľ nebola dosiahnutá odchýlka +30 % od nastavenej hodnoty. Tak bol nájdený prietok Q_{min} . Pre zistenie prietoku Q_{max} bol prietok zvyšovaný dovtedy, kým tlaková odchýlka nedosiahla -15 %. Tieto hodnoty prietokov sa potom objavujú v projekčných podkladoch ako rozsah použiteľnosti regulátora s tým, že projektant má navrhnuť ventil medzi Q_{max} a Q_n . Tým je viac-menej zaručené, pri primerane kvalitných armatúrach, že sa ani pri zníženom prietoku nedostane regulátor do oblasti vyšších tlakových odchýlok, pokiaľ však neklesne rádovo na jednotky percent návrhového prietoku, pretože tam regulátor stráca svoju funkciu a diferenčný tlak na regulačných armatúrach rastie teoreticky do nekonečna, prakticky do hodnoty dispozičného tlaku v danom mieste. Všetky tieto snahy výrobcov viedli k čo možno najväčšiemu zjednodušeniu projekčných podkladov pri súčasnej snahe obmedziť riziká nevhodného návrhu. Inak povedané išlo o minimalizáciu rizika, že regulátor bude za prevádzky pracovať s veľmi malými prietokmi pre danú svetlosť.

Prvý spôsob návrhu teda spočíva v tom, že projektant umiestni potrebný prietok medzi Q_{max} a Q_n pri najlepšie zodpovedajúcej svetlosti a tým je návrh v podstate hotový. Určenie hodnoty diferenčného tlaku sa urobí tak, že sa spočítajú tlakové straty všetkých prvkov v chránenom úseku (viď. druhý spôsob návrhu). Prvý spôsob návrhu je teda určený pre navrhovanie tých regulátorov diferenčného tlaku, ktoré nemajú definovaný tlak pri nulovom prietoku. Po vykonanom návrhu by mala byť vybraná Kv hodnota regulátora diferenčného tlaku zohľadnená v hydraulickom výpočte siete.

Druhý spôsob návrhu vychádza v podstate z návrhu bežného dvojcestného regulačného ventilu a je vyhradený tým armatúram, ktoré majú definovanú hodnotu diferenčného tlaku pri nulovom prietoku (chovajú sa ako redukčné ventily). Tento spôsob návrhu objasní najlepšie nasledujúci príklad:

Máme navrhnuť regulátor diferenčného tlaku podľa schémy zapojenia na obr. 5.12 a k dispozícii máme nasledujúce údaje: médium voda, 70°C, statický tlak v mieste pripojenia 800 kPa (8 bar), dispozičný tlak v mieste pripojenia $\Delta p_{DISP}=110$ kPa (1,1 bar), tlakové straty $\Delta p_{POTRUBIE}=10$ kPa (0,1 bar), $\Delta p_{SPOTREBIČ}=20$ kPa (0,2 bar), $\Delta p_{VENTIL}=30$ kPa (0,3 bar), menovitý prietok $Q_{NOM}=12$ m³·h⁻¹.



Obr. 5.12. Príklad zapojenia regulátora diferenčného tlaku

Tlaková strata regulátora diferenčného tlaku musí byť $\Delta p_{RDT} = \Delta p_{DISP} - \Delta p_{SET}$, kde $\Delta p_{SET} = \Delta p_{VENTIL} + \Delta p_{SPOTREBIČ} + \Delta p_{POTRUBIE}$ a potom $\Delta p_{RDT} = 110 - (30 + 20 + 10) = 50$ kPa (0,5 bar). Kv hodnota je potom

$$Kv = \frac{Q_{NOM}}{\sqrt{\Delta p_{RDT}}} = \frac{12}{\sqrt{0,5}} = 17 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Bezpečnostný prídavok pre výrobnú toleranciu (iba za predpokladu, že prietok Q nebol predimenzovaný) spočítame ako

$$Kvs = (1,1 \text{ až } 1,3) \cdot Kv = (1,1 \text{ až } 1,3) \cdot 17 = 18,7 \text{ až } 22,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Zo sériovo vyrábaného radu Kv hodnôt vyberieme najbližšiu vyššiu hodnotu, t. j. $Kvs = 20$ m³·h⁻¹, ktorej bude podľa konkrétneho výrobcu zodpovedať určitá svetlosť. Ďalej určíme požadovaný diferenčný tlak regulátora, ktorý je daný súčtom tlakových strát chráneného úseku $\Delta p_{SET} = \Delta p_{VENTIL} + \Delta p_{SPOTREBIČ} + \Delta p_{POTRUBIE} = 30 + 20 + 10 = 60$ kPa (0,6 bar).

Tu treba pripomenúť, že pri regulátoroch diferenčného tlaku nebývajú vždy Kv hodnoty vyrábané v radoch ako pri bežných regulačných ventiloch (netypické zdvihy oproti motorickým regulačným armatúram) a preto je vhodné sa zoznámiť pred výpočtom Kv s konkrétnymi údajmi regulátorov diferenčného tlaku daného výrobcu.

Pri zamyslení sa nad predchádzajúcimi odstavcami z nich vyplýva niekoľko dôležitých zásad pre všeobecný návrh regulátorov diferenčného tlaku:

- 1) Regulátor by nemal byť predimenzovaný alebo navrhnutý "od oka". Toto doporučenie nie je nutné dodržať pri regulátoroch diferenčného tlaku LDM (radu RD 102, RD 103 a RD 122), pretože tu nie je nebezpečenstvo straty funkcie armatúry pri minimálnych prietokoch, avšak aspoň z ekonomických dôvodov a ďalej z hľadiska regulácie by mal byť tento bod rešpektovaný
- 2) Pokiaľ je regulátor určený na stabilizáciu diferenčného tlaku na termostatických ventiloch, nemal by byť tento tlak veľmi vysoký (8-10 kPa je hodnotou vo väčšine prípadov dostatočnou)
- 3) Regulátor by mal byť umiestnený čo najbližšie k chránenému spotrebiču (spotrebičom)
- 4) Regulátor by mal mať plynule nastaviteľnú hodnotu diferenčného tlaku

Tu je veľmi aktuálny bod 3), pretože regulátory diferenčného tlaku sa správajú, tak ako aj prepúšťacie ventily, v zásade podobne ako frekvenčne riadené čerpadlá. Ak teda umiestnime regulátor na pätu objektu, ktorý bude mať vyššiu tlakovú stratu vnútornej potrubnej siete, napr. nesymetricky napojené dlhé objekty, alebo objekty so spoločným zapojením stúpačiek (Tichelmannov rozvod), budeme ho musieť nastaviť aj na prekonanie tlakovej straty potrubnej siete, čo môže priniesť principiálne rovnaké problémy pri zníženom prietoku ako pri frekvenčne riadených čerpadlách. Z teoretického hľadiska by teda mali byť umiestnené priamo na každom vykurovacom telese (na každom spotrebiči), ale vzhľadom k nedostatku takejto súčiastkovej základne v rozumných ekonomických medziach sa v praxi umiestňujú na päty stúpačiek, ktoré predstavujú od spotrebiča najbližší uzlový bod.

Ďalej je výhodou podľa bodu 4) možnosť plynulého nastavovania diferenčného tlaku. Pokiaľ budeme mať k dispozícii len regulátor s pevne nastavenou hodnotou a pri nižšom prietoku bude už jeho odchýlka taká, že sústava začne byť hlučná, nemáme už takmer žiadne možnosti, ako uvedený hluk odstrániť. Ak naviac takýto regulátor predimenzujeme (dôjde k súčasnému spojeniu niekoľkých nepriaznivých faktorov), dostaneme sa s veľkou pravdepodobnosťou do takmer neriešiteľnej situácie. Preto je z technického hľadiska výhodnejšie použiť plynule nastaviteľné regulátory, kde máme ešte možnosť zníženia diferenčného tlaku, poprípade presné prispôbenie ku konkrétnej sústave. Môžeme tak prispôsobiť regulátor sústave a nie naopak, čo často umožní sústavu z tlakového hľadiska "posadiť" nižšie.

5.6. Porovnanie regulácie diferenčného tlaku a prepúšťania

Pred vlastným porovnaním obidvoch spôsobov stabilizácie diferenčného tlaku je potrebné si uvedomiť princíp funkcie obidvoch popísaných spôsobov. Stabilizáciu diferenčného tlaku prepúšťaním môžeme označiť za nepriamu, pretože je dosahovaná prostredníctvom stabilizácie prietoku. Preto môžeme považovať sústavy s prepúšťaním za statické, pretože sa v nich prakticky nemení prietok na rozdiel od sústav s regulátormi diferenčného tlaku. Hlavné vlastnosti týchto spôsobov potom vyplývajú z princípu ich funkcie.

Prepúšťanie je lacným variantom hlavne preto, že použité armatúry sú väčšinou veľmi jednoduchej konštrukcie a menších svetlostí, ako by tomu bolo pri rovnakom zariadení s regulátormi diferenčného tlaku. Regulácia diferenčného tlaku je väčšinou podstatne drahšia hlavne vďaka zložitejšej konštrukcii týchto armatúr a ďalej vďaka väčším svetlostiam, pretože musia byť navrhované na 100 %-ný prietok.

U sústav vybavených prepúšťacími armatúrami je potrebné počítať okrem takmer konštantného prietoku s pomerne vysokou teplotou spiatočky, ktorá sa v prechodnom období približuje teplote prívodu, čo so sebou prináša vyššie tepelné straty rozvodov. Na druhej strane je toto riešenie často prijateľnejšie pre blokové kotolne s kotlami na tuhé a väčšinou i plyné palivá (stály prietok, vysoká teplota spiatočky). Osadenie frekvenčne riadených čerpadiel na takto vybavených sústavách má zmysel len pre presné prispôbenie čerpadla sústave, ale vďaka prakticky konštantnému čerpanému množstvu neprináša žiadne ďalšie prevádzkové úspory. Z vyššie uvedených dôvodov teplárenské spoločnosti zakazujú používanie prepúšťacích armatúr na vonkajšej sieti a pokiaľ tu existujú výnimky, jedná sa väčšinou o spomenuté blokové kotolne. Prepúšťanie je ďalej nevhodné pre teplovodné, horúcovodné a hlavne parné výmenníkové stanice, kde býva nízka výstupná teplota kondenzátu striktnou podmienkou dodávateľa tepla.

Sústavy s regulátormi diferenčného tlaku sa vyznačujú, v porovnaní s prepúšťaním, vyššími zriaďovacími nákladmi, danými cenou týchto súčiastok. Na druhej strane je možné využiť všetky prevádzkové výhody, t. j. variabilné prietokové množstvo sústavou a riadne vychladenie spiatočky.

6. KUŽELKY REGULAČNÝCH ARMATÚR

Vlastnosti a oblasť použitia každej regulačnej armatúry sú určené mnohými rôznymi vplyvmi. Sú dané základnou koncepciou designu, dimenzovaním hlavných dielov, použitými materiálmi, filozofiou ovládania, konštrukciou upchávky a pod. Regulačné vlastnosti sú dané predovšetkým prevedením škrtiaceho systému, čo určuje základné predpoklady pre zvládanie problémov spojených s riadením prietoku média armatúrou. Škrtiaci systém je preto srdcom každej regulačnej armatúry.

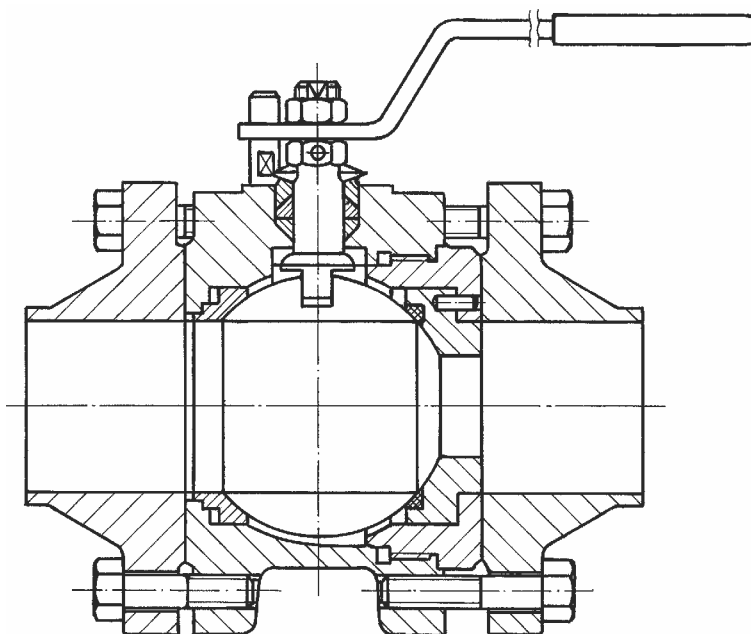
6.1. Vlastnosti základných typov regulačných armatúr

6.1.1. Kohúty

Kohúty sa podľa prevedenia uzatváracieho systému delia na valcové, kužeľové a guľové. Pre reguláciu sa používajú hlavne guľové a valcové kohúty. Teleso je v oboch prípadoch priameho tvaru a v prípade plného otvorenia u najjednoduchšieho prevedenia nestojí pretekajúcemu médiu nič v ceste. Z hľadiska stratového alebo prietokového súčiniteľa je kohút s neredukovaným prierezom prakticky rovnocenný s priamym kusom potrubia. To je vlastnosť z prevádzkového hľadiska vynikajúca u uzatváracieho orgánu, ale pokiaľ vyžadujeme u regulačnej armatúry určitú autoritu (t. j. vlastnú tlakovú stratu v pomere k dispozičnému tlaku v danom mieste) z dôvodu malej deformácie prietokovej charakteristiky, nie je takéto riešenie vhodné. Z tohto dôvodu sa u kohútov používajú redukcie prierezu regulačného orgánu. Sú prevedené buď vo vlastnej otočnej guli, valci alebo v sedle. Tvar prevedeného výrezu alebo dierovanej partie určuje prietokovú charakteristiku. Z princípu funkcie sa teda kohúty hodia predovšetkým pre reguláciu väčších prietokov pri nízkych tlakových spádoch. Pomerne výrazné postavenie majú vo svetlostiach nad DN 200. Naproti tomu sa jednoduché konštrukcie príliš neuplatňujú pri menších svetlostiach, a to predovšetkým pri vyšších tlakových spádoch. Kohúty nemajú veľmi dobré predpoklady ani pre potlačenie škrtením vznikajúceho hluku. Pokiaľ sa pri škrtení kvapalín dostaneme do oblasti kavitácie, veľmi pravdepodobne môžeme očakávať problémy so životnosťou sedla a tým aj s tesnosťou.

Uzatvárací systém je vo väčšine prípadov dotsňovaný tlakom média. Pri teplotách približne do 130°C až 150°C sa používajú elastické gumové tesnenia (EPDM, viton). Pri teplotách približne do 200°C až 260°C majú dominantné postavenie rôzne modifikácie teflónu. Nad tieto teploty sa takmer výlučne používajú tesnenia kov - kov. Pri uzatváraní aj otváraní sú tesnené plochy v neustálom kontakte, čím vznikajú prevádzkové problémy pri abrazívnych médiách.

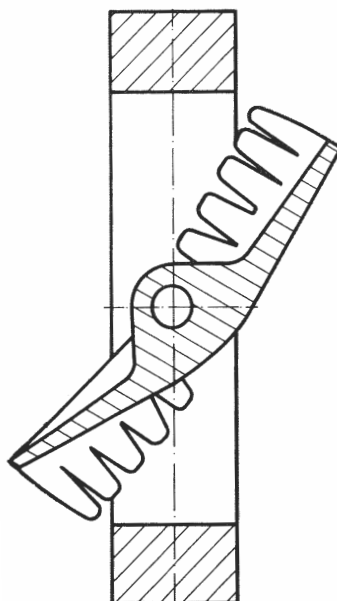
Tesnosť v zatvorenom stave je daná použitým tesniacim materiálom. Ten tiež výrazne ovplyvňuje ovládaciu silu, ktorá je úmerná súčiniteľu trenia a tlakovému spádu a môže byť výrazným limitujúcim faktorom aj napriek tomu, že na prvý pohľad má kohút tlakovo nezávislú konštrukciu.



Obr. 6.1. Príklad konštrukcie regulačného guľového kohúta - SVA4.97

6.1.2. Klapky

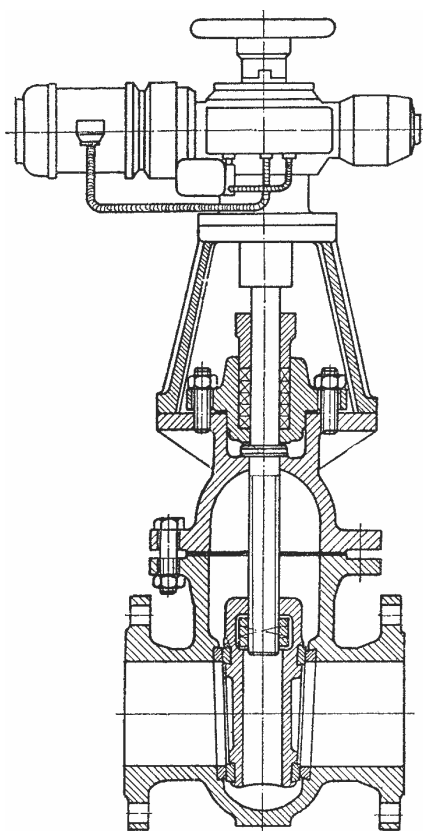
Klapky sa princípom funkcie približujú kohútom. Rovnaký je aj rotačný spôsob ovládania. Rozdiel je iba v tom, že u kohútov sa vlastne otáča časť potrubia, zatiaľ čo u klapiek sa otáča uzatvárací orgán vo vnútri potrubia. Väčšie problémy oproti kohútom sú s tvarovaním regulačnej partie, kedy sa oproti "prirodzenej" regulačnej S - krivke darí vytvárať iba určité modifikované lineárne charakteristiky. Oproti kohútom majú výrazne menšie ovládacie sily. Oblasť použitia ako regulačnej armatúry aj základné vlastnosti sú však podobné ako pri kohútoch. Spoločné pre obidve uvedené skupiny armatúr (s výnimkou špeciálnych konštrukcií) je praktická nemožnosť úpravy regulačných vlastností v už namontovanom stave (zmena K_{vs} , prietokové charakteristiky). Tento zásah vyžaduje demontáž armatúry z potrubia a následnú úpravu armatúry u výrobcu, pokiaľ je vôbec možná.



Obr. 6.2. Príklad konštrukcie regulačnej klapky

6.1.3. Šupátka

Posuvným pohybom regulačného orgánu sa šupátka podobajú ventilom. Posuvným pohybom tesniacich plôch navzájom aj prietokovým prierezom a priamym tvarom kanálu sa pri plnom otvorení blížia ku guľovým kohútom. Pre vytvorenie regulačnej charakteristiky sa používajú rôzne tvarované výrezy v spodnej hrane uzatváracieho klinu alebo výrezy v doske. Oblasť použitia je rovnaká ako pri regulačných guľových kohútoch - predovšetkým pre veľké svetlosti a nízke tlakové spády.



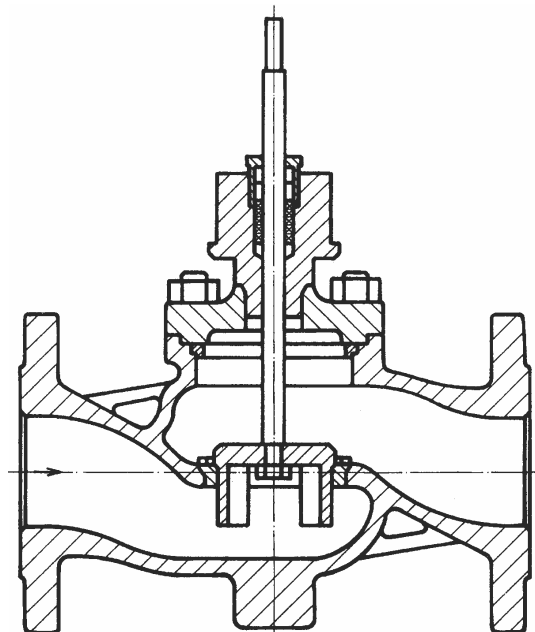
Obr. 6.3. Príklad konštrukcie šupátka

6.1.4. Ventily

Najviac konštrukčných predností pre splnenie nárokov vznikajúcich pri riadení prietoku média poskytuje regulačný ventil, ktorý je tiež najčastejšie vyrábanou a používanou regulačnou armatúrou. Hlavnými prednosťami sú hlavne variabilita prevedenia vlastného regulačného systému kuželka-sedlo pre jednotlivé aplikácie (mikroprietoky, špeciálne prietokové charakteristiky, viacnásobné systémy pre zvládnutie vysokých tlakových spádov, návary tvrdokovu pre ochranu pred účinkami abrazívnych médií alebo kavitácie, mäkké tesnenia pre dosiahnutie najvyššej tesnosti) a vhodný tvar vlastného telesa ventilu pre ochranu pred účinkami prúdiaceho média a možnosť eliminovania vzniku hluku za ventilom.

Pre potrebu ovládania ventilu, kde je os tiahla kolmá na os potrubia, je teleso dvojcestného priameho ventilu esovite prehnuté. Sedlom a kuželkou je teleso ventilu rozdelené na dva priestory - vstupný a výstupný, čo je do značnej miery zachované aj v priebehu regulácie. Médium je počas prúdenia ventilom nútené niekoľkokrát meniť smer, čo nie je ideálne z hľadiska dosiahnutia čo najvyššieho prietoku, avšak takéto usporiadanie poskytuje široké možnosti variability zložitejších škrtiacich systémov určených pre náročnejšie aplikácie.

Vlastnosti uzáveru sú dané vzájomným pohybom tesniacich plôch kuželky a sedla proti sebe. Vyznačujú sa pomerne vysokou odolnosťou proti nečistotám v médiu (podľa použitého materiálu a konštrukcie) a pomerne presne definovanou ovládacou silou. Tá je okrem konštrukcie s tlakovo vyváženou kuželkou výrazne závislá na spracovávanom tlakovom spáde.



Obr. 6.4. Príklad konštrukcie ventilu

6.2. Kuželky regulačných ventilov

Regulačné ventily používajú niekoľko základných typov konštrukcie škrtiaceho systému, pričom každý z nich má svoje prednosti aj nevýhody, ktoré sa v nasledujúcich odstavcoch pokúsime zhrnúť.

6.2.1. Tvarovaná kuželka

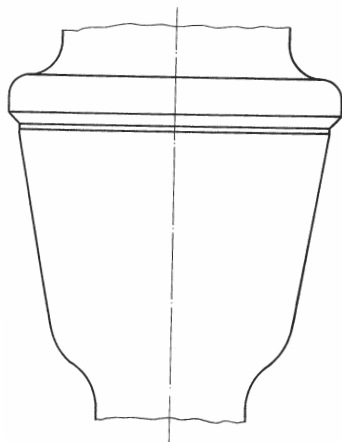
Tvarovaná kuželka, niekedy tiež nazývaná parabolická, je základným typom regulačnej kuželky. Prietokový prierez je tvorený medzikružím medzi premenným priemerom rotačne symetrickej kuželky a sedlom ventilu. Kuželka nie je v sedle vedená, a preto sa najčastejšie používa v kombinácii s dvojitém vedením nad a pod kuželkou. Pri konštrukcii najjednoduchších ventilov iba s jedným letným vedením sa veľmi často vyskytujú vibrácie kuželky v prevádzke a následkom toho krehké únavové lomy materiálu.

6.2.1.1. Prietokový súčiniteľ

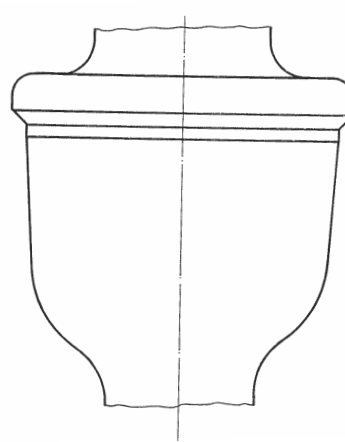
Pre prúdenie medzi sedlom a tvarovanou kuželkou sú veľmi priaznivé predpoklady. Prierez a rýchlosť média sa menia plynule, je zachovaný jednoliaty homogénny prúd tekutiny a zaoblené vstupné hrany. Preto sa táto kuželka vyznačuje nízkymi stratami a zároveň vysokým prietokovým súčiniteľom. S výhodou sa používa v najširšom rozsahu Kv súčiniteľov. Pre najväčšie prietoky sa používa priemer sedla zhodný so svetlosťou ventilu, pre menšie prietoky sa používajú redukované priemery sedla a kuželky. Výhodou je súčasná redukcia tesniacich plôch a s tým súvisiace možné netesnosti pri zatvorení.

6.2.1.2. Prietoková charakteristika

Tvarovaná kuželka je veľmi dobre vyrobiteľná. Veľmi dobre sa preto navrhujú a vyrábajú aj zložité charakteristiky (rovnopercenná, parabolická, zvláštna). Vzhľadom k nízkym hydrodynamickým odporom je pri tejto kuželke najjednoduchšia realizácia rovnopercennej charakteristiky s vysokým K_v . Je to tiež jediné praktické riešenie tvorby rovnopercennej charakteristiky pre $K_v < 4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



Obr. 6.5. Tvarovaná kuželka s lineárnou charakteristikou



Obr. 6.6. Tvarovaná kuželka s rovnopercennou charakteristikou

6.2.1.3. Vysoké tlakové spády

Škrtenie prietoku média sa deje priamo v priestore medzi regulačnou plochou boku kuželky a sedlom. Táto plocha aj sedlo je neustále v kontakte s médiom, ktoré vďaka priaznivému tvaru a vysokému tlakovému spádu prúdi vysokou rýchlosťou. Pomerne malá zmena priemeru kuželky spôsobí výrazné zmeny K_v aj prietokovej charakteristiky. Preto býva tento typ kuželky najmenej odolný voči opotrebovaniu.

Je zaujímavé, že správne konštruovaná tvarovaná kuželka je veľmi odolná voči vzniku kavitácie. To je dané veľmi malým najmenším rozmerom škrtiaceho priestoru, ktorý je pre vznik kavitácie veľmi významný. Súčiniteľ D sa tu pohybuje v rozmedzí od 0,4 do 0,8, viď. kap. 6.3.2., ale je však závislý na zdvihu. Podstatnou podmienkou je tu smer prúdenia. Vstup média musí byť privedený "pod kuželku", teda tak, aby kuželka zatvárala proti smeru prúdenia média. Pri prúdení média opačným smerom, teda v smere zatvárania kuželky, sa súčiniteľ D pohybuje medzi 0,2 až 0,4.

Odolnosť voči vzniku kavitácie ale nesmie byť zamieňaná s odolnosťou voči účinkom kavitácie. Tá je v prípade prúdenia média v smere zatvárania kuželky veľmi nízka a to z toho dôvodu, že kolaps bubliniek parnej fázy nastáva ešte v oblasti pomaly sa zväčšujúceho prietokového prierezu medzi bokom kuželky a sedlom ventilu a dochádza tak k rýchlej erózii týchto plôch. Tie definujú regulačné vlastnosti daného ventilu a preto môže dôjsť k rýchlemu zhoršeniu až k úplnej strate regulačnej funkcie.

6.2.1.4. Hlučnosť

Tvarovaná kuželka má vďaka homogénnemu neroztieštenému prúdeniu média pomerne dobré vlastnosti z hľadiska vzniku hluku. Horšia situácia nastáva, pokiaľ sú prekročené určité kritické parametre. Potom tento jednoduchý škrtiaci systém nedáva priveľa možností zdroj hluku

lokalizovať a utlmiť. Preto vykazuje veľmi priaznivé vlastnosti pri malých rýchlostiach média a pri nízkych tlakových spádoch, kde sa ako výhoda javí malý hydraulický priemer škrtiaceho prierezu a vysoká odolnosť voči vzniku kavitácie. Nevýhodou potom je, že sa môžu pri zle prevedenej konštrukcii prejavovať vibrácie kuželky.

6.2.2. Kuželka s výrezmi

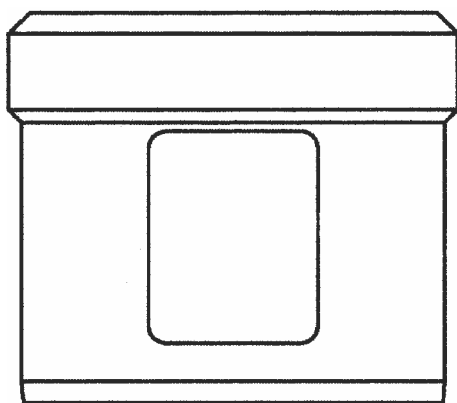
Kuželka s výrezmi, tiež známa ako V - port, je druhým najpoužívanejším typom kuželky pre regulačné ventily. Je tvorená dutým valcom, v ktorého stene sú vyhotovené tri alebo viac výrezov. Veľkosť škrtiaceho prierezu je riadená odkrývaním plochy regulačných výrezov hornou hranou sedla. Kuželka je v celom priebehu regulačného zdvihu vedená v sedle. Preto nepotrebuje dodatočné spodné vedenie.

6.2.2.1. Prietokový súčiniteľ

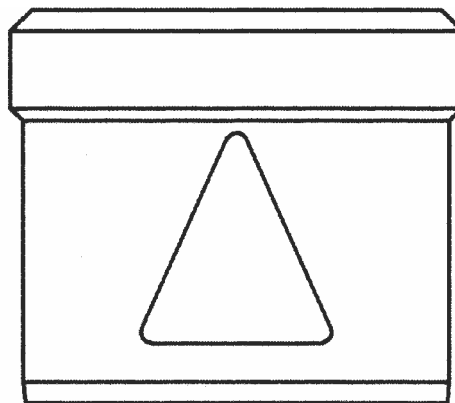
Pomery pri prúde média kuželkou s výrezmi nie sú už tak priaznivé, ako pri tvarovanej kuželke. Regulácia prebieha skokom v závislosti na zdvihu a jednoliaty prúd média je rozdelený do niekoľkých prúdov v závislosti na počte výrezov. Na vstupe aj výstupe z najužšieho miesta sú ostré hrany. Preto je pri tejto kuželke potrebný pre dosiahnutie rovnakého prietokového súčiniteľa väčší prietokový prierez ako pri tvarovanej kuželke a tým je rozsah použitia tejto kuželky zmenšený o oblasť maximálnych prietokov. Podobne technicky problematická je štandardná výroba malých K_v (pod $4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

6.2.2.2. Prietoková charakteristika

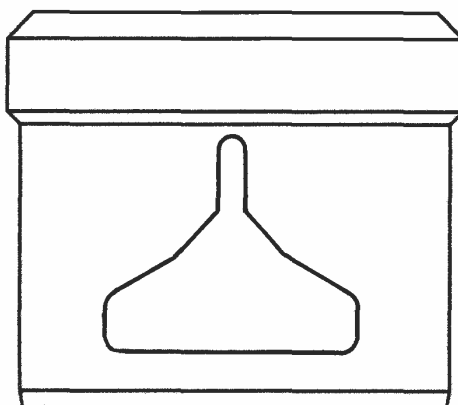
Kuželka s výrezmi je veľmi efektívne vyrobiteľná pomocou moderných technológií, ako je presné odliatie, obrábanie výrezov laserom, alebo vodným lúčom. Nie je tu problém vytvorenia dokonale korigovaných prietokových charakteristík s obmedzeniami uvedenými v predchádzajúcom odstavci. Najkomplikovanejšia je realizácia poslednej strmej časti rovnopercenťnej krivky, lebo nie je k dispozícii celý obvod sedla ani priaznivé prietokové pomery. Z týchto dôvodov sa pri tejto kuželke pre maximálne hodnoty K_v často používajú modifikované charakteristiky. Výhodou je veľká odolnosť regulačnej krivky proti zmenám v dôsledku abrázie médium.



Obr. 6.7. Kuželka s výrezmi s lineárnou charakteristikou



Obr. 6.8. Kuželka s výrezmi s parabolickou charakteristikou



Obr.6.9. Kuželka s výrezmi s modifikovanou rovnopercennou charakteristikou

6.2.2.3. Vysoké tlakové spády

Regulačná partia kuželky je pomerne veľmi dobre odolná voči opotrebovaniu. Horšie je to už so sedlom, ktoré podobne ako pri tvarovanej kuželke tvorí hranicu regulačnej plochy. Priaznivým faktorom je nižšia rýchlosť v priereze, nevýhodou naopak nerovnomerné zaťaženie sedla prietokom média vďaka tvarovaniu výrezov.

Táto kuželka nie je veľmi odolná voči vzniku kavitácie. Súčiniteľ D sa tu pohybuje v rozsahu od 0,15 do 0,5 a je prakticky nezávislý na zdvihu. Tento súčiniteľ nie je rozdielny ani pri rôznom smere prúdenia. Obvykle sa používa vstup média "pod kuželku".

Viac-menej je kuželka s výrezmi pomerne odolná voči účinkom kavitácie, preto sa pripúšťajú prakticky rovnaké tlakové pomery ako pri ventiloch s tvarovanou kuželkou.

6.2.2.4. Hlučnosť

Kuželka s výrezmi má prakticky rovnaké vlastnosti z hľadiska vzniku hluku ako tvarovaná kuželka. Je o málo tichšia pri veľkých rýchlostiach a pri vysokých tlakových spádoch. Je tiež odolnejšia voči vibráciám. Ak však nastanú problémy s hlukom, nedáva tento typ veľa priestoru pre nápravu.

6.2.3. Dierovaná kuželka

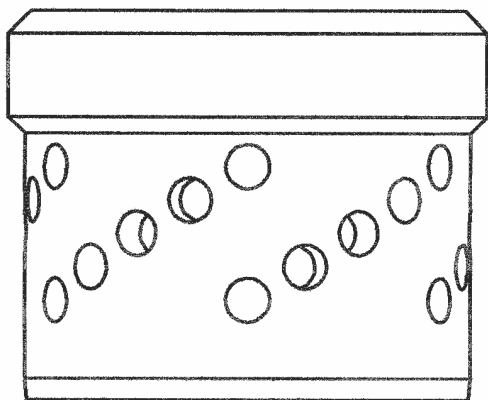
Dierovaná kuželka je v regulačných ventiloch používaná skôr v špeciálnych prípadoch. Je tvorená dutým valcom, v ktorého stene je vyvŕtaná sústava dier jedného alebo viacerých priemerov. Veľkosť škrtiaceho prierezu je riadená odkrývaním poľa týchto dier hornou hranou sedla. Kuželka je v celom priebehu regulačného zdvihu vedená v sedle rovnako ako valcová kuželka a preto ani toto prevedenie nepotrebuje dodatočné spodné vedenie. Prietok média kuželkou je v smere zatvárania ventilu, teda "nad kuželku" a z tohto dôvodu je potrebná určitá opatrnosť pri ovládaní ventilov s jednoduchou dierovanou kuželkou pneupohonmi. Pri uzatváraní prietoku dochádza k zvýšeniu tlakového spádu a vďaka veľmi malej tuhosti sústavy kuželka - pneupohon môže dôjsť k dorazu ("prisatiu") kuželky do sedla a následnému hydraulickému rázu. Preto sa v týchto prípadoch doporučuje rezerva ovládacej sily vo výške minimálne 50% až 70% sily potrebnej k ovládaniu tohto ventilu pomocou napr. elektrického pohonu.

6.2.3.1. Prietokový súčiniteľ

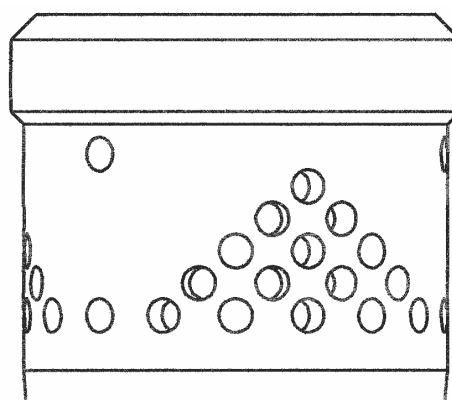
Prietoková plocha tohto typu kuželky je tvorená poľom dier. Jednoliaty prúd média je roztrieštený do množstva lokálnych prúdov. Vstup aj výstup z najužšieho prierezu je rýchly s ostrými hranami. Pre dosiahnutie rovnakého K_v je potrebná prakticky rovnaká prietoková plocha ako pri kuželke s výrezmi. Využitie plochy plášťa kuželky je tu ešte nižšie a preto je tu ešte väčšie obmedzenie pri veľkých K_v súčiniteľoch pri konkrétnych svetlostiach. Rovnako problematická je aj výroba malých K_v hodnôt.

6.2.3.2. Prietoková charakteristika

Dierovaná kuželka je principiálne odlišná od predchádzajúcich dvoch typov. Prietoková plocha nie je jednoliata a nemá jednu hranicu, ale je daná sčítaním prierezov jednotlivých dier. Preto nie je možné dosiahnuť takú hladkosť krivky a je tu určité zvlnenie prietokovej charakteristiky v rade prekrytia priemerov jednotlivých dier. Vďaka malému využitiu dostupnej valcovej plochy je technicky zložitá vytvorenie prietokovej charakteristiky s relatívne veľkým K_v o veľkej strmosti (rovnopercntná charakteristika). Rovnako problematická je aj výroba malých K_v súčiniteľov pri požiadavke zachovania normou definovaných odchýlok sklonu charakteristiky. Preto je praktické využitie skôr zamerané na špeciálne kuželky pre zvládnutie väčších tlakových spádov, kde nie sú potrebné extrémne (ani veľké ani malé) hodnoty K_v .



Obr. 6.10. Dierovaná kuželka s lineárnou charakteristikou



Obr. 6.11. Dierovaná kuželka s rovnopercntnou charakteristikou

6.2.3.3. Vysoké tlakové spády

Dierovaná kuželka je ideálna pre zvládnutie vysokých tlakových spádov. Na jednotku prietokovej plochy tu pripadá najväčšia veľkosť zmáčanej plochy, ktorá je týmto relatívne menej namáhaná. Navyše môže byť sedlo odclonené zo smeru prúdenia a jeho účinkom a nemusí byť ani zaťažené odkrývaním prierezu kuželky. Dôležitý je však smer prúdenia do vnútra kuželky ("prívod nad kuželku"), kde sa stretávajú jednotlivé čiastkové prúdy a zaniká tu značná časť kinetickej energie, ktorá by inak narušovala časti regulačného systému alebo telesa.

Kuželka je priemerne odolná proti vzniku kavitácie. Hodnota D sa pohybuje medzi 0,5 až 0,7 a je nezávislá od zdvihu. Kuželka má však najvyššiu odolnosť proti jej účinkom, lebo najškodlivejšia časť kavitáčného procesu - zánik kavitácie spojený s miestnym hydraulickým rázom - sa odohráva prevažne v pomerne izolovanom priestore dutiny kuželky ďaleko od plôch, ktorých poškodenie by mohlo spôsobiť zmenu regulačných alebo tesniacich vlastností ventilu.

6.2.3.4. Hlučnosť

Dierovaná kuželka má veľmi dobré akustické vlastnosti pri regulácii prietoku kvapalín. Dochádza v nej totiž k rozbitiu jednoliateho prúdu média na jednotlivé čiastkové prúdy, ktoré sa navzájom stretávajú v uzavretom priestore vo vnútri kuželky. Aj tu však najviac záleží na konkrétnom prevedení škrtiaceho systému, hlavne na veľkosti a priemere dier. Pri prúdení stlačiteľných médií sú tu opäť dobré predpoklady pre zvládnutie problémov s hlukom, ale to v žiadnom prípade neznamena, že použitím dierovanej kuželky sa problém okamžite odstráni. Skôr je tu dobrá možnosť kontroly expanzie plynov a pary použitím buď viacstupňového škrtiaceho systému, alebo clôn na výstupe. Tým dochádza k lokalizácii zdroja hluku a tlmia sa tu akustické kmity média, ktoré sú nesené pracovnou látkou do ďalších častí potrubného systému.

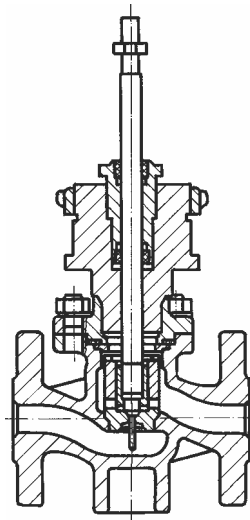
6.3. Náročné aplikácie

6.3.1. Škrtiace systémy pre vysoké tlakové spády a teploty

Najťažšie pracovné podmienky, čo sa týka prevádzkových tlakových spádov a vysokých teplôt, sa väčšinou vyskytujú v energetike na blokoch tepelných elektrární. Vzhľadom k tlaku na zvyšovanie účinnosti bloku sa neustále zvyšujú maximálne parametre teploty a tlaku prehriatej pary (cca 620 °C a 32 MPa pre USC bloky), a tým aj pracovné parametre uzatváracích a regulačných ventilov. Tam už nie je možné pozeráť na jednotlivé súčasti oddelene (kuželka, sedlo), ale hovoríme tu o škrtiacom systéme, ktorý je konštruovaný ako funkčný celok. Viac priestoru je tejto téme venované v kapitole 8.1.2. Škrtiace systémy.

6.3.2. Mikroprietoky

Pri požiadavkách na reguláciu prietokov média, ktoré zodpovedajú Kv súčiniteľom $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a menším (napr. regulácia parných výmenníkov tepla na kondenzátnej strane), má nenahraditeľné miesto tvarovaná kuželka. Pri najmenších prietokoch sa používajú špeciálne mikroventily. Sú to ventily, ktoré majú v oblasti sedla namontovaný špeciálny samostatný škrtiaci systém na báze ihlovej kuželky. Hranica praktickej vyrobiteľnosti končí zhruba u K_v s 0,001, ale v tejto oblasti však už nie je prakticky možné očakávať regulačný pomer väčší ako 25 až 30. Ďalej je pri navrhovaní mikroventilov nutné brať do úvahy vplyv laminarizácie prúdenia, ktoré sa vyskytuje takmer vždy v začiatkoch zdvihu u K_v s súčiniteľov menších ako 0,1. Ďalším problémom je dlhodobá stabilita K_v aj prietokovej charakteristiky vzhľadom k veľkosti regulačného prierezu.



Obr. 6.12. Mikroventil RV 210 firmy LDM

6.3.3. Kavítácia

6.3.3.1. Vznik kavítácie

Kavítácia u ventilov vzniká vtedy, keď sa statický tlak média dostane v priebehu prietoku ventilom pod hodnotu parciálneho tlaku sýtych pár média. Býva to pravidelne v oblasti najužšieho prierezu, kde má prúdenie najvyššiu rýchlosť.

Pri ventiloch býva udávaný faktor D, ktorý určuje odolnosť ventilu pred vznikom kavítácie. Je definovaný ako

$$D = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{\min}} \quad [-]$$

kde p_1 , p_2 sú hodnoty statického tlaku na vstupe/výstupe ventilu a $p_{\min}$ je najmenší statický tlak vo vnútri ventilu.

Hodnota D sa môže pohybovať od 0 do 1, pričom vyššie číslo znamená vyššiu odolnosť proti vzniku kavítácie, alebo inak povedané, že sa tlak p_2 môže viac priblížiť tlaku nasýtených pár p_{sp} :

$$p_2 = p_1 - D \cdot (p_1 - p_{sp}) \quad [\text{Pa}]$$

Experimentálne boli namerané tieto hodnoty:

parabolická kuželka	D = 0,2 až 0,8
valcová kuželka (V-port)	D = 0,15 až 0,5
dierovaná kuželka	D = 0,4 až 0,6

Bolo zistené, že hodnota súčiniteľa D je tým priaznivejšia, čím menší je najmenší rozmer škrtiaceho prierezu, alebo jeho hydraulický priemer.

Pri parabolickej (tvarovanej) kuželke je táto hodnota výrazne závislá na otvorení ventilu, pričom najlepšie hodnoty sú dosahované na začiatku zdvihu pri malých K_v súčiniteľoch s pomerne veľkým priemerom sedla (minimálnou vôľou medzi kuželkou a sedlom). Je dôležité zachovať vstup prúdenia média pod kuželku - v opačnom prípade sú dosiahnuté hodnoty horšie.

Pri kuželke s výrezmi (V-port) závisí hodnota D na šírke výrezu a je nezávislá na zdvihu.

Pri dierovanej kuželke je najmenší rozptyl nameraných výsledkov. Hodnota D je nezávislá na otvorení ventilu. Najpriaznivejšie hodnoty boli dosahované pri malom priemere vŕtaných dier (rádovo 3 až 5 mm). V prípade špeciálnych ventilov (vstrekovacích) s priemerom dier 1,5 - 3 mm môžeme počítať s hodnotou D až 0,7.

6.3.3.2. Účinky kavítácie

Úvodom je treba povedať, že je potrebné dôsledne rozlišovať medzi odolnosťou voči vzniku kavítácie a odolnosťou proti účinkom kavítácie. Hodnoty D uvedené v predchádzajúcom odstavci popisujú iba okamih vzniku prvých kavitačných bublín. Neurčujú však už intenzitu ani účinky vzniknutej kavítácie. Tá je meraná pomocou merania hladiny akustického hluku pri premenlivých tlakových parametroch. Tu namerané výsledky potom popisujú vhodnosť škrtiaceho systému k potlačeniu nežiaducich účinkov kavítácie, ako je hluk a erózia vnútorných častí armatúry.

Parabolická kuželka vykazuje pri rovnakých tlakových pomeroch najvyššie hodnoty akustického tlaku. Pri mrakovej kavitácii bola pri porovnávacích meraniach dosiahnutá max. hodnota 107 dB(A). Navyše je účinkom kavitácie vystavená celá regulačná plocha, ako aj tesniace plochy kuželky a sedla ventilu. Najväčšia devastácia týchto plôch nastáva pri prúdení média v smere uzatvárania kuželky do sedla.

Kuželka s výrezmi vykazuje nižšie hodnoty hluku, max. 98 dB(A). Regulačné aj tesniace plochy sú relatívne lepšie chránené.

Dierovaná kuželka vykazuje najnižšie hodnoty hluku, max. 93 dB(A). Tesniace plochy nie sú vystavené účinkom kavitácie, regulačné plochy sú proti jej účinkom relatívne necitlivé. Je však dôležité dodržať smer prúdenia do vnútra kuželky z dôvodu tlmenia hluku aj z dôvodu ochrany dôležitých plôch pred účinkami kavitácie.

6.3.3.3. Zhrnutie

V prípade pravdepodobnosti vzniku rozvinutej kavitácie, kde $(p_1 - p_2)/(p_1 - p_{sp}) > 0,6$ sa doporučuje voliť regulačný systém s dierovanou kuželkou. V prípade nutnosti použitia parabolickej kuželky sa doporučuje chrániť regulačné a tesniace plochy návarom tvrdokovu. Pokiaľ je možné použiť viacstupňový regulačný systém, je možné vznik rozvinutej kavitácie podstatne oddialiť. Vzhľadom k minimalizácii erózneho pôsobenia na teleso ventilu je vhodné voliť väčšie svetlosti ventilov s dostatočne dimenzovaným vnútorným priestorom.

Ďalším problémom, ktorý sa vyskytuje u rozvinutej kavitácie a flashingu, čo je stav, kedy p_2 je menšie než p_{sp} a na výstupe z ventilu je dvojfázová zmes kvapaliny a sýtej pary, je obmedzenie prietoku média oproti hodnote vypočítanej pre kvapalinu. Existujú spôsoby, ako v rámci určitých medzí toto obmedzenie spočítať, nie sú však normalizované, ani dostatočne overené.

Škodlivým účinkom opotrebenia kavitáciou a vôbec opotrebenia prúdením média všeobecne sa môžeme brániť vhodnou voľbou materiálov. Poradie odolnosti materiálov proti opotrebeniu prúdiacim médiami je nasledujúce: stelit (tvrdokov), Cr-Ni oceľ, Cr oceľ, uhlíková oceľ, tvárna a sivá liatina. Odolnosť ocelí proti opotrebeniu sa zvyšuje tiež kalením a leštením povrchu.

6.3.4. Hluk

Hluk pri prúdení média ventilom závisí na mnohých parametroch. Všeobecne môžeme povedať, že regulačné armatúry patria k najväčším zdrojom hluku v hydraulickom systéme. Je potrebné rozlišovať medzi hlukom vznikajúcim pri prúdení kvapalín a pri škrtení stlačiteľných tekutín, t. j. pár a plynov. Taktiež je potrebné od seba oddeliť hluk vznikajúci škrtením prietoku média vo vnútri ventilu a hydrodynamický a aerodynamický hluk vzniknutý veľkou rýchlosťou média v potrubí.

6.3.4.1. Hluk pri prúdení kvapalín

Hluk vznikajúci v regulačnej armatúre pri prúdení kvapalín väčšinou vzniká v súvislosti s kavitáciou. Táto problematika bola už naznačená v inom odstavci. Pre udržanie emisie hluku prúdením kvapaliny v potrubí je potrebné neprekračovať maximálne rýchlosti média. Napr. pre vodu sa táto hodnota z hľadiska hluku pohybuje medzi 1,5 až 3 m.s⁻¹ pre rozvody v obývaných budovách.

6.3.4.2. Hluk pri prúdení stlačiteľných médií

Hluk pri prúdení stlačiteľných médií možno len pomerne ťažko predpovedať. Predpokladanú hladinu akustického tlaku emitovaného ventilom je možné spočítať napr. pomocou normy ČSN EN 60234 Regulační armatury pro průmyslové procesy Část 8-3: Hluk – Výpočtové postupy předpovědi aerodynamické hlučnosti regulačních armatur (proudění par a plynů), alebo Část 8-4 Hluk – Obecné podmínky – Předběžný výpočet hluku vybuzeného průtokem kapalin regulační armaturou. Tu sa pokúsime zhrnúť aspoň základné poznatky.

Je potrebné dôsledne oddeliť emisie hluku spôsobené prúdením ventilom a emisie hluku vznikajúce prúdením v potrubí. Hluk vznikajúci prúdením v potrubí býva najčastejšou príčinou problémov pri prúdení ovzdušín pri nízkom tlaku - teda prevažne vo výstupnom potrubí za regulačným ventilom. Pre aerodynamický hluk vznikajúci prúdením v potrubí je dôležitý pomer rýchlosti prúdenia k rýchlosti zvuku v danom médiu. Pri prekročení hranice Machovho čísla $Ma = 0,3$ už prakticky ustáva efektívne pôsobenie technických prostriedkov pre zníženie hladiny hluku. Táto hranica sa tiež označuje ako medzná rýchlosť média v potrubí.

Najvýznamnejším zdrojom emisie hluku do okolia je potrubie, vzhľadom k jeho veľkému povrchu a nízkej tuhosti oproti telesu ventilu. Preto je potrebné čo najviac zamedziť šíreniu zvuku v neukľudnenom médiu do výstupného potrubia. Oveľa efektívnejšou cestou pre zníženie hlučnosti, namiesto pokusov znížiť hladinu už vzniknutého hluku akustickou izoláciou potrubia a jeho časti, je utlmiť zdroj akustických emisií.

Pri tlakových pomeroch väčších ako kritických, je potrebná určitá opatrnosť pri používaní difúzorových rozšírení za ventilom na priemer výstupného potrubia, lebo toto opatrenie vedie k zvýšeniu rýchlosti prúdenia vo výstupnom priereze ventilu (Lavalova tryska) a následne dochádza k akustickým rázom a k rezonancii vo výstupnom potrubí. Tu je treba dôsledne používať pomocné pevné odpory - clony vo výstupnom priereze, ktoré zvýšia protitlak. Sú však účinné len pri navrhnutom optimálnom prietoku.

Opatrnosť pri zaraďovaní ukludňovacích clôn do potrubia je však naopak potrebná pri prúdení kvapalín v oblasti flashinfu, pretože zvýšením protitlaku dôjde k posunutiu výstupu ventilu do oblasti kavitácie, ktorá má ďaleko deštruktívnejšie účinky ako flashing.

6.3.4.3. Opatrenia ku zníženiu hluku

Pri regulačných ventiloch je k dispozícii niekoľko základných prostriedkov k minimalizácii hluku. Sú nimi hlavne použitie vhodného typu ventilu s dierovanou kuželkou, poprípade viacstupňová redukcia tlakového spádu či už pomocou viacerých ventilov za sebou, alebo viacstupňovými škrtiacimi systémami. Ďalej je efektívne používanie tlmiacich a ukludňovacích clôn pre rozdelenie a ukludnenie prúdu. Samozrejmosťou je neprekračovanie výrobcom doporučených maximálnych rýchlostí v potrubí.

Ďalším opatrením je odstránenie alebo úprava všetkých častí potrubia, ktoré môžu mať tendenciu k vibráciám, poprípade k rezonančným efektom.

6.3.5. Tlakovo vyvážené kuželky

V prípade vyšších tlakových spádov a z toho vyplývajúcich vyšších osových síl, potrebných k ovládaniu ventilu, je možné vyhnúť sa pomocou tlakovo vyváženej kuželky použitiu silných a tým pádom aj drahých pohonov. Variantom vyvážených kužielok sú ventily v dvojseďovom prevedení (prednosti a nedostatky dvojseďového prevedenia vid'. kap. 6.4.)

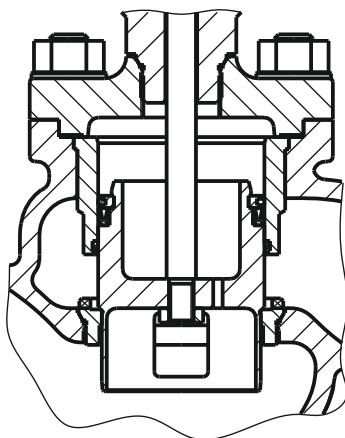
6.3.5.1. Princíp

Tlakovo vyvážená kuželka je konštrukčne prispôsobená tak, že sa pomocou vhodne umiestneného otvoru prepojí priestor pod sedlom kuželky s priestorom nad sedlom, čím sa vyrovnajú tlaky, pôsobiace na kuželku a podstatnou mierou sa zníži veľkosť osovej sily. Tá je potom daná len súčinom príslušného tlaku média s plochou tiahla a s rozdielom plôch kuželky nad a pod sedlom.

6.3.5.2. Kuželky s trvalo otvoreným vyvažovacím otvorom

Pre bežné aplikácie je najčastejšie používaným typom kuželka s trvale otvoreným vyvažovacím otvorom. Kuželka je vo svojej hornej časti osadená tesnením, ktoré je zároveň v kontakte s vedením. Tým je zaručená dobrá tesnosť vyvažovacieho priestoru. Ako tesniaci element je pri ventiloch LDM použitý EPDM krúžok (RV 122), PTFE manžeta (RV 2x2, 2x3), vid'. obr. 6.13 alebo grafitová šnúra (RV, RS 70x). Obmedzenie prvých dvoch typov spočíva v maximálnej prípustnej teplote materiálu tesnenia. V prípade tesnenia grafitovou šnúrou existuje obmedzenie z hľadiska tesnosti ventilu v uzavretom stave (grafitová šnúra väčšinou nevyhovuje požiadavkám na triedu tesnosti V) a maximálneho prevádzkového tlakového spádu. Pre vyššie hodnoty tesnosti alebo pri vyšších prevádzkových tlakových spádoch sa používa vyváženie pomocou pružných kovových krúžkov.

Výhodou tohto prevedenia vyvážených kužielok je pevné spojenie kuželky s tiahlom na rozdiel od vyváženia pomocou pilotnej kuželky, kde hlavná kuželka môže začať vibrovať na tiahle.

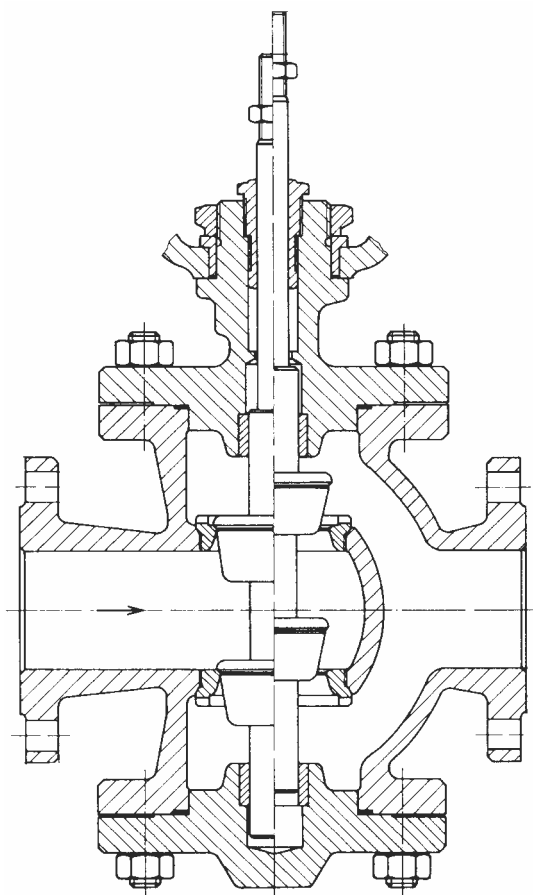


Obr. 6.13. Vyvážená kuželka - ventil RV 212

6.4. Dvojsedlové ventily

Sú to ventily, ktoré používajú rozdelenie toku média do dvoch prúdov, z ktorých každý je oddelene ovládaný jednou regulačnou kuželkou. Obidve kuželky majú rovnaký prietokový súčiniteľ aj charakteristiku. Najväčšou výhodou týchto ventilov je takmer dokonalé vyváženie axiálnej sily na tiahlo ventilu vplyvom pôsobenia tlakového spádu na plochu kuželky. Týmto spôsobom je možné ovládať relatívne malou silou aj veľké tlakové spády u veľkých svetlostí ventilov. Ďalšou výhodou je možnosť dosiahnutia relatívne väčších prietokov u telies jednej svetlosti.

Podstatnou nevýhodou je však praktická nemožnosť dosiahnutia vyššej tesnosti pri uzavretí ventilu. Ďalším problémom je rozdielny smer prúdenia oboma kuželkami, čo spôsobuje, že vždy jednou kuželkou preteká médium v nevhodnom smere, čo predstavuje zdroj hluku a opotrebovania.

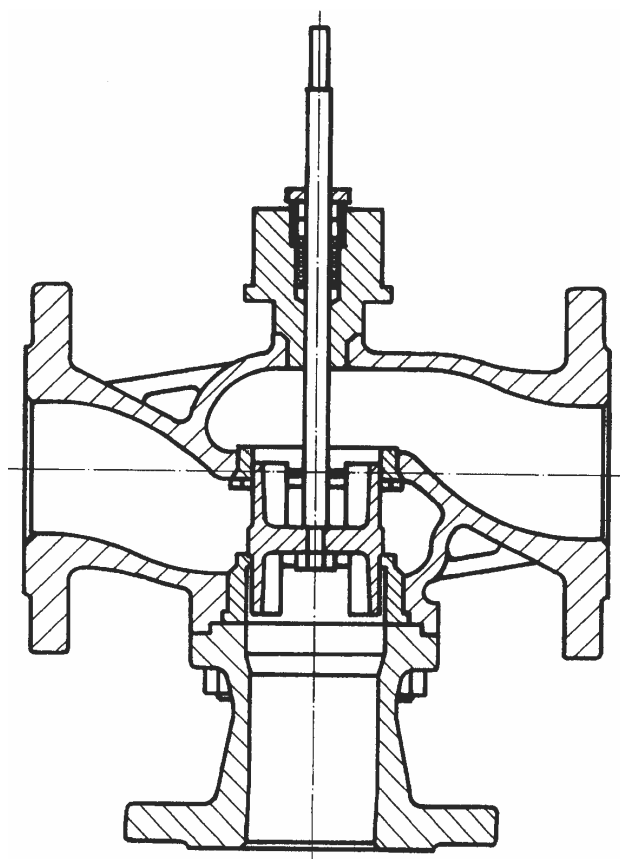


Obr. 6.14. Dvojsedlový ventil SRV 22

6.5. Trojcestné ventily

Trojcestné ventily slúžia k zmiešavaniu dvoch prúdov média do jedného a potom sa nazývajú zmiešavacími ventilmi, alebo naopak k rozdeľovaniu prúdu média na dva, kedy sa označujú ako rozdeľovacie ventily. Princípiálne ide o rovnaké ventily, iba smer prietoku je opačný. To znamená, že pri vhodnej konštrukcii môže zmiešavací ventil pri opačnej montáži pracovať ako rozdeľovací a opačne.

Problémy môžu vzniknúť pri inom, ako doporučenom smere prietoku média kuželkou. Pri parabolických kuželkách dochádza k výraznému zníženiu odolnosti voči kavitácii, pri dierovaných kuželkách dopadajú jednotlivé prúdy média na steny telesa, kde môžu pôsobiť erozívne. Relatívne najmenší rozdiel je pri kuželkách s výrezmi, ktoré sa tiež často používajú ako základ univerzálnych trojcestných ventilov. Napriek tomu sa pri náročnejších aplikáciách doporučuje použiť špeciálne ventily určené buď pre zmiešavanie, alebo pre rozdeľovanie. Doporučuje sa používať smer prúdenia média proti smeru uzatvárania kuželky, pretože opačný prípad v sebe skrýva kladnú spätnú väzbu axiálnej sily pôsobiacej na tiahlo ventilu, čo so sebou nesie riziko vzniku vibrácií alebo rázov pri pohybe kuželky v blízkosti sedla.



Obr. 6.15. Zmiešavací ventil LDM RV 214

7. UPCHÁVKY REGULAČNÝCH ARMATÚR

Upchávka armatúry je rozhraním medzi vnútorným armatúry a okolím, kde sa sprostredkováva prenos pohybu z ovládania na uzatvárací orgán armatúry. Všetky ostatné tesniace miesta sú nepohyblivé. Je teda miestom, ktoré je najnáchylnejšie k priesaku pracovnej tekutiny. Pri mnohých armatúrach je tesnosť upchávky kritickým faktorom ovplyvňujúcim ich kvalitu a použitie. Jedná sa predovšetkým o chemický priemysel, kde sa často používajú veľmi agresívne a životu nebezpečné médiá, ale ani v energetike nie sú zanedbateľné finančné straty spôsobené únikom teplotného média.

7.1. Nároky na upchávky regulačných ventilov

Na upchávky regulačných armatúr sú kladené ďaleko vyššie nároky ako na upchávky uzatváracích armatúr. To je dané predovšetkým vysokým počtom pohybov regulačného člena, počas ktorých nesmie upchávka stratiť tesnosť. Druhým dôležitým parametrom je nízka trecia sila v upchávke, pričom je táto sila životne dôležitá predovšetkým pri pohonoch s malou osovou silou. Pri pneumatických pohonoch navyše každý pasívny odpor v reťazci kuželka-tiahlo-membrána alebo piest pneupohonu spôsobuje zväčšenie hysterézie a necitlivosti ovládania. Ďalšou dôležitou požiadavkou je stálosť vlastností v priebehu doby životnosti, odolnosť voči teplotným rázom a minimálne nároky na obsluhu.

Pri moderných upchávkach je možné vyznačovať veľmi zaujímavú nepriamu úroveň medzi pracovnými parametrami, na ktoré je upchávka navrhnutá a jej tesnosťou a životnosťou. Môžeme povedať, že čím nižšie parametre sú od upchávky vyžadované, tým dlhšie bude veľmi pravdepodobne bez straty tesnosti slúžiť. Samozrejmosťou pre dobrú funkciu upchávky je však dokonalá kvalita tiahla.

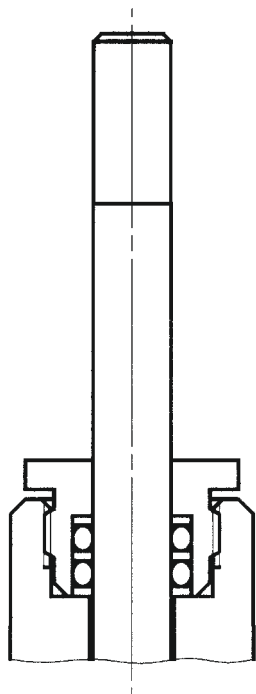
7.2. Elastomerové upchávky

Tento typ upchávk sa používa na najnižšie parametre pracovného média. Pre upchávky regulačných ventilov určených na teplú a horúcu vodu a paru do teplôt asi 150°C sa takmer výhradne používa guma EPDM. Profil tesniacich krúžkov je rôznych, od najčastejších O-krúžkov cez profily U alebo X. Všetky tieto upchávky majú spoločný efekt samodotesnenia pri zväčšujúcom sa vnútornom pretlaku a pomerne veľkú necitlivosť na eventuálne poškodenie tiahla. Vďaka elasticite materiálu majú tieto upchávky tiež schopnosť nasledovať tiahlo pri jeho prípadnom radiálnom vychýlení počas pohybu alebo z dôvodu nesúsojnej montáže pohonu armatúry.

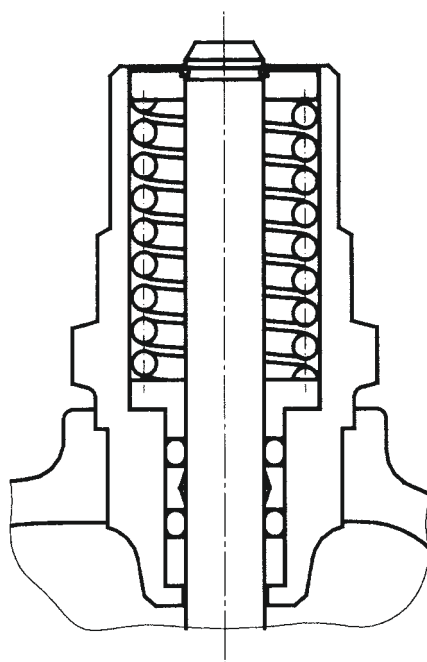
Dôležité pre správnu funkciu gumovej upchávky je jej mazanie. Vhodne použitý mazací tuk výrazne znižuje pasívne odpory a opotrebovanie upchávky a rovnako zlepšuje jej odolnosť voči účinkom pretekajúceho média.

Správne navrhnutá EPDM upchávka pracujúca v dobrých podmienkach (kvalita tiahla a jeho vedenie, mazací tuk, neprekračovanie dovolenej teploty), môže pracovať bez nárokov na obsluhu cez jeden milión cyklov.

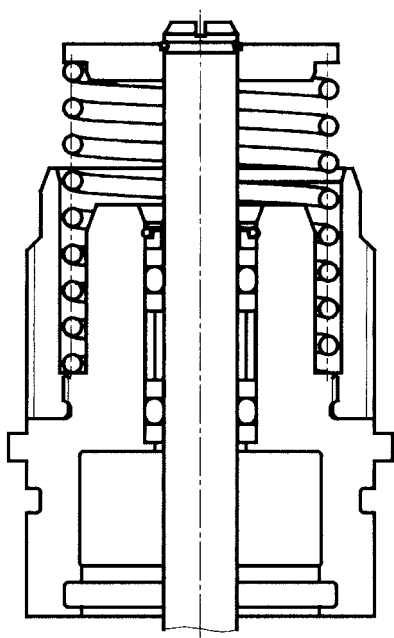
Hitom v elastických upchávkach sú upchávkové krúžky na báze fluórouhlíkovej gumy. Ich vývoj má pôvod v kozmickom priemysle. Predstaviteľom týchto materiálov je napr. Kalrez od firmy DuPont. Je to materiál, ktorý si zachováva elasticitu a chemickú stálosť a odolnosť voči agresívnym médiám podobnú teflónu až do teploty 315°C. Väčšiemu rozšíreniu týchto upchávk okrem špeciálnych aplikácií v chemickom a petrochemickom priemysle zatiaľ bráni hlavne ich astronomická cena.



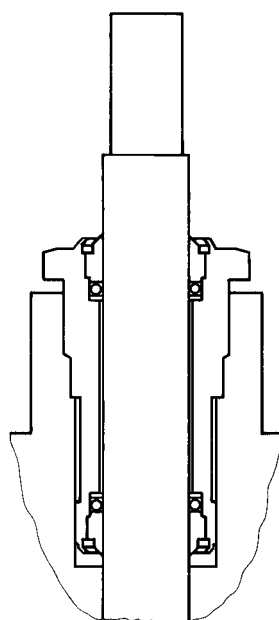
Obr. 7.1. EPDM upchávka ventilu RV 102



Obr. 7.2. EPDM upchávka ventilu RV 111
COMAR line



Obr. 7.3. EPDM upchávka ventilu RV 122
BEE line



Obr. 7.4. EPDM upchávka ventilu RV 210

7.3. PTFE upchávky

Druhým stupienkom v parametroch upchávok regulačných ventilov sú upchávky z PTFE. PTFE je skratkou chemickej zlúčeniny PolyTetraFluórEtylénu, známou hlavne pod názvom teflón. PTFE má pre použitie v upchávkach niektoré vynikajúce vlastnosti, ktorými sú predovšetkým veľká chemická neutralita a odolnosť proti väčšine agresívnych médií, dobré klzné vlastnosti a vysoká hranica teplotnej odolnosti - v nezaťaženom stave až 315°C. Dobrá konštrukcia upchávky si naopak musí poradiť s najväčšou negatívnou vlastnosťou PTFE, ktorou je tečenie za studena. To znamená, že tento materiál pod mechanickým zaťažením mení svoj tvar a má tendenciu vytekať do voľného priestoru. Toto tečenie sa potom výrazne zvyšuje s rastúcou teplotou.

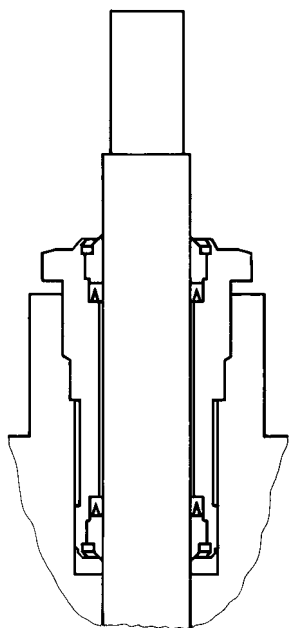
Táto negatívna vlastnosť sa kompenzuje použitím rôznych prísad do čistého teflónu. Sú nimi sklenené vlákna, bronz, grafit, uhlíkové vlákna a iné, pre tento účel špeciálne vyvinuté kompozity. Týmto prísadami sa znižuje studený tok až na niekoľko percent pôvodnej hodnoty. Tieto prísady však majú i negatívne vlastnosti. Predovšetkým je to zníženie tesniacej schopnosti oproti čistému teflónu a ďalej citlivosť na teplotné rázy. Všeobecne je možné povedať, že prísady v teflóne zvyšujú tvrdosť výslednej kompozície a tým znižujú tesniacu schopnosť takéhoto upchávkového materiálu. Preto sa na plynotesné upchávky doteraz často používa čistý PTFE.

V praxi sa používajú rôzne konštrukcie PTFE upchávok, kde najbežnejšou a najstaršou je kombinácia strechovitých V-krúžkov podopretých a rozpínaných axiálnou oceľovou pružinou. Táto upchávka má veľmi dobrú tesnosť vďaka veľkému počtu tesniacich hrán, ale jej najväčšou nevýhodou je nízka odolnosť voči teplotným cyklom, kde hrá veľkú úlohu pomerne veľká teplotná rozťažnosť PTFE. Negatívne sa pri tom prejavuje axiálna sila pružiny, ktorá vďaka studenému toku teflónu a kolísaniu jeho rozmerov pri teplotných cykloch spôsobuje časom nevratné deformácie tesniacich krúžkov, čo sa prejavuje hlavne po odstavkách zariadení, kedy v studenom stave po natlakovaní systému upchávka tečie. Po zahriatí sa väčšinou dotesní a pracuje normálne.

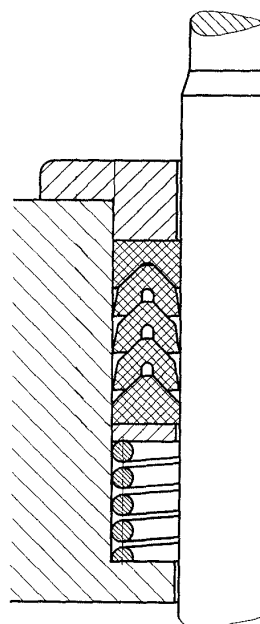
Tento problém sa snažia rôzni výrobcovia odstrániť rôznymi spôsobmi. LDM používa konštrukciu PTFE upchávky s tesniacim U-krúžkom zvnútra rozpínaným nerezovou pružinkou. Tým sa principiálne odstraňuje nutnosť prevodu axiálnej sily pružiny na radiálnu tesniacu silu materiálom tesniacich krúžkov. Táto upchávka potom vykazuje oveľa vyššiu odolnosť proti zmenám teploty ako klasická konštrukcia.

Maximálna pracovná teplota PTFE upchávok je závislá na konštrukcii upchávky a použitej zmesi (čistý PTFE alebo rôzne kompozície) a na pracovnom pretlaku. Pri tlaku do 40 barov pripúšťajú rôzni výrobcovia teploty od 180°C až do 260°C (pre ventily LDM). Životnosť PTFE upchávky je mimoriadne závislá na kvalite tiahla a jeho stave pri prevádzke. V dobrých podmienkach môže presiahnuť 500 000 cyklov.

V LDM bol vývoj upchávok na báze teflonových kompozícií pre ventily radu 2xx ukončený v roku 1998, pri ktorom sa kládol mimoriadny dôraz okrem životnosti na necitlivosť upchávky voči teplotným rázom (šokom), ktoré sa často vyskytujú v parných aplikáciách v oblastiach vykurovania a priemyslu. V súvislosti s týmto vývojom museli byť upravené i niektoré technologické postupy pri výrobe ostatných častí regulačných ventilov, no nakoniec je výsledkom upchávka so životnosťou cez 700 000 cyklov, a to i za náročných podmienok cyklických zmien teploty. Rozsah pH pretekajúceho média je z hľadiska upchávky 0 až 14. Tieto PTFE upchávky dostali chránený názov DRSpack® (Direct Radial Sealing Pack) a dnes predstavujú štandardnú PTFE upchávku pri ventiloch radu 2xx, vid'. obr. 7.5.



Obr. 7.5. PTFE upchávka ventilu RV 210



Obr. 7.6. PTFE upchávka s V-manžetami

7.4. Grafitové upchávky

Na vyššie teplotné parametre ako 260°C sa najčastejšie používa grafitová upchávka. Jej najväčšou prednosťou je extrémne vysoká odolnosť voči teplote, ktorá je v neoxidačnom prostredí udávaná i vyššia ako 1000°C. Ďalšou vynikajúcou vlastnosťou je chemická neutralita a odolnosť proti agresívnym médiám (rozsah pH 0 až 14). Pre použitie v upchávkach má grafit navyše aj veľmi dobré klzné vlastnosti.

Existujú rôzne konštrukcie grafitových upchávk. Medzi osvedčené patrí upchávka s predlisovanými krúžkami z expandovaného grafitu. Táto upchávka má vynikajúce vlastnosti predovšetkým pre uzatváracie ventily.

Novým trendom v grafitových upchávkach sú pletené grafitové šnúry. Svojimi mechanickými vlastnosťami sa podobajú tradičným a teraz zakázaným azbestovým šnúram. Oproti tvrdým krúžkom z expandovaného grafitu sa vyznačujú vyššou prispôbivosťou upchávkovému priestoru a vyššou trvalou elasticitou. Vykazujú tiež lepší súčiniteľ prevodu axiálnej sily na radiálnu.

Tieto grafitové šnúry sa často uplatňujú v nových konštrukciách regulačných ventilov na najvyššie parametre a pre svoju jednoduchú montáž a variabilitu použitia sú vynikajúcim pomocníkom pri servise a opravách armatúr.

Ďalšou možnosťou je rôzna kombinácia krúžkov lisovaných a krúžkov vyrobených zo šnúry, poprípade použitie krúžkov s lichobežníkovým či trojuholníkovým prierezom.

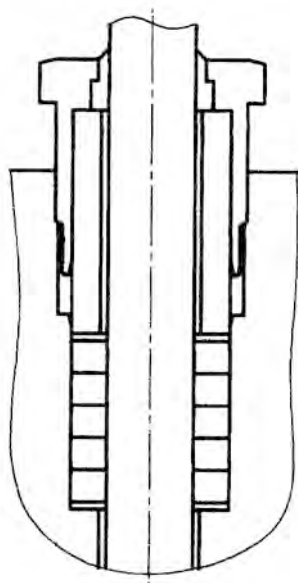
Je všeobecne známe, že v prípade použitia grafitovej upchávky je u regulačných ventilov určitým záporom vyšší pasívny odpor, ktorý vyžaduje použitie silnejších pohonov. Ďalším negatívom je pomerne vysoký oter, ktorý spôsobuje stratu tesniacej schopnosti. Pre jej obnovenie musí byť upchávka znovu dotiahnutá, event. pridaný ďalší tesniaci krúžok. Pokiaľ je ponechaná netesniaca grafitová upchávka dlhšiu dobu bez zásahu, prúd unikajúceho média spôsobí erózný úbytok grafitu a upchávka musí byť potom vymenená za novú. Nezriedka je treba vymeniť aj ďalšie diely armatúry (ťahlo, veko), ktoré boli unikajúcim médiom poškodené.

Inou možnosťou je použitie upchávky trvale dotlačovanej pružinou (napr. tzv. "Live Loading System" vid'. obr. 7.9.). Pre navrhnutie takéhoto typu upchávky sú však potrebné isté skúsenosti a proti masovému používaniu tohto typu hovorí jeho cena a vyššie nároky na priestorové usporiadanie ventilu. Tieto upchávky sa teda uplatňujú len u cenovo vyšších kategórií armatúr, ďalej tam, kde prevádzkové podmienky nedovoľujú častú kontrolu stavu armatúry alebo charakter prevádzky vylučuje pravidelnú údržbu upchávky.

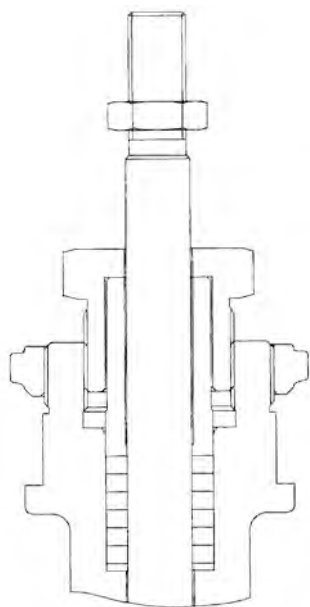
U ventilov vyrábaných firmou LDM sa vyskytujú obidva typy grafitových upchávok. Grafitová upchávka dotlačovaná centrálnou maticou či strmeňom ("okuliarmi") s nutnosťou pravidelnej kontroly / doťahovania, je montovaná na regulačné ventily typu RV / RS 50x, ventily radu G, na vybrané typy ventilov RV 2xx a na uzatváracie ventily typu UV 2x6 S (vid'. obr. 7.7 a 7.8).

Na ventily radu RV / RS 70x a na ventily radu RV 805 / 806 je štandardne montovaná upchávka trvale dotlačovaná centrálnym zväzkom pružín, vid'. obr. 7.9. Pre ostatné ventily je trvale dotlačovaná upchávka ponúkaná ako zvlášť príslušenstvo za príplatok. V takomto prípade sa často používa originálny systém firmy Chesterton s dvoma, poprípadе štyrmi zväzkami tanierových pružín.

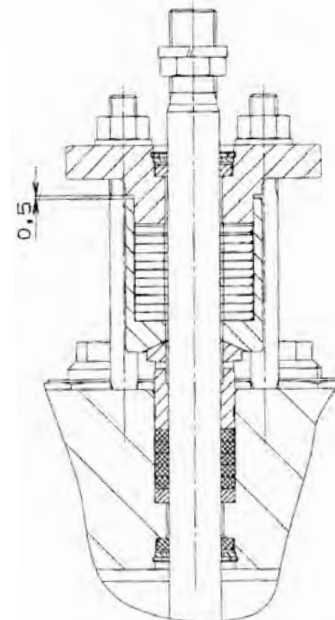
Teplotná hranica pre použitie grafitovej upchávky pre armatúry prakticky neexistuje. Životnosť je závislá na dobrej údržbe, ev. na funkcii systému dotlačovania. Bez dotiahnutia upchávky jej životnosť väčšinou nepresahuje niekoľko desiatok tisíc cyklov.



Obr. 7.7. Grafitová upchávka ventilu RV 210



Obr. 7.8. Grafitová upchávka ventilu RV 50x



Obr. 7.9. Grafitová upchávka ventilu RV 70x
LIVE LOADING

7.5. Vlnovcové upchávky

Zvláštnou kapitolou upchávk ventilov sú vlnovcové upchávky. Najväčší rozdiel oproti popísaným typom spočíva v tom, že neexistuje oblasť vzájomného pohybu tesniaceho materiálu voči tiahlu, ale posuvný pohyb tiahla je kompenzovaný elasticitou plášt'a vlnovca.

Vlnovce pre regulačné armatúry sú vyrábané najčastejšie z nehrdzavejúcej stabilizovanej ocele. V závislosti na maximálnom pracovnom pretlaku sú vyrábané ako jedno-, dvoj-, troj- aj viacplášťové.

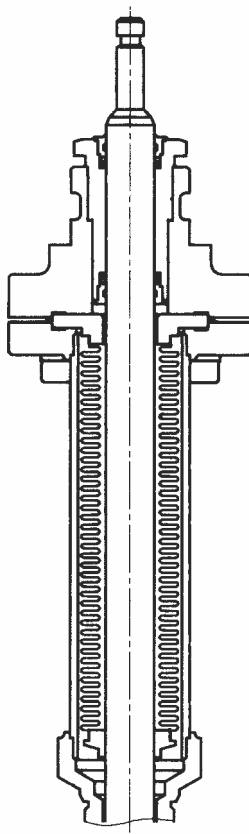
Ich najväčšou prednosťou je absolútna tesnosť voči okoliu (v neporušenom stave), čo ich predurčuje pre použitie s agresívnymi, jedovatými, výbušnými alebo inak nebezpečnými médiami. Ďalej sú vhodné pre nízke i vysoké teploty (-50°C až $+550^{\circ}\text{C}$). Tu je hlavne praktické nasadenie vlnovcových upchávk pri mínusových teplotách, kedy namrznutie tiahla spôsobuje predčasné zničenie upchávky, alebo naopak pri vysokých teplotách, kedy vlnovcové upchávky fungujú výborne ako chladič. Nevýhodou je vyššia stavebná výška. Vzhľadom k tomu, že regulačný ventil vykazuje pomerne veľký zdvih, je potrebné pre zachovanie elastickej deformácie jednotlivých vln v rozumných medziach použiť veľký počet vln. Ani životnosť vlnovca nie je nekonečná, ale je závislá na teplote a na pomernej deformácii jednotlivých vln. Tiež je nevýhodou, že pri poškodení vlnovca dôjde okamžite k rádovo vyššej netesnosti ako pri kvapkajúcej klasickej upchávke. Preto sa často používa ešte bezpečnostná upchávka (v prípade LDM teflóňová upchávka DRSpack®), ktorá má zabrániť úniku tekutiny v prípade poruchy vlnovca. Takto kombinované upchávky sa aj napriek vyššej cene uplatňujú predovšetkým tam, kde je potrebné vylúčiť akýkoľvek únik média do okolia a kde je eventuálne možné inštalovať aj systém detekcie poškodenia vlnovca.

Životnosť vlnovcových upchávok závisí hlavne na konkrétnej konštrukcii. Pre ventily LDM je uvedená v nasledujúcej tabuľke.

Materiál vlnovca	Teplota				
	200°C	300°C	400°C	500°C	550°C
1.4541	100 000	40 000	28 000	7 000	nie je vhodný
1.4571	90 000	34 000	22 000	13 000	8 000

Tab. 7.1. Minimálna životnosť vlnovcovej upchávky LDM v závislosti na teplote

Hodnoty podľa tab. 7.1 sú zaručené minimálne počty úplných cyklov, kedy dochádza k maximálnemu predĺženiu a stlačeniu vlnovca. Pri štatisticky bežnej prevádzke, kedy sa kuželka ventilu pohybuje iba v čiastočnom rozsahu zdvihu, je životnosť vlnovca niekoľkonásobne vyššia a závisí na konkrétnych podmienkach (teplota, skutočný zdvih).



Obr. 7.10. Vlnovcová upchávka ventilu RV 211 s bezpečnostnou upchávkou DRSpack®

8. ARMATÚRY LDM DO PN 630

8.1. Vysokotlakové armatúry pre klasickú energetiku a priemysel

Armatúry všeobecne tvoria nezastupiteľnú súčasť potrubných systémov energetických celkov (elektrárenské bloky, diaľkové výhrevne či kombinované výrobné technologické vysokotlakovej pary). Hospodárna prevádzka takýchto celkov je potom ovplyvnená predovšetkým správnou funkciou regulačných armatúr, pri ktorých prevláda buď klasický ventil s regulačnou kuželkou, alebo guľový kohút. Zatiaľ čo armatúry určené pre odbor vykurovania a centralizovaného zásobovania teplom pracujú všeobecne s médiami s tlakom do 4 MPa (PN 40) a teplotou do 300 °C, regulačná armatúra určená pre energetiku musí byť v súčasnosti schopná pracovať v nasledujúcich prevádzkových podmienkach:

- prevádzkové tlaky často presahujúce 25 MPa (PN 400, PN 630)
- teploty do 650 °C
- vysoké tlakové spády
- vysoké prietokové rýchlosti
- veľké regulačné pomery (bežne 1:50)
- zmeny v priebehu nabiehania a odstavovania kotlov, spojené s javmi ako sú vibrácie, tepelné šoky, tepelná dilatácia, tlakové rázy a premenné zaťaženie od pripojeného potrubia

Súčasne s týmito vysokými prevádzkovými parametrami sa každoročne zvyšujú požiadavky na presnejšiu reguláciu, lepšiu tesnosť, zníženie hladiny armatúrou vydávaného hluku a zvýšenie životnosti. Vývoj a výroba takýchto armatúr sa stáva doménou špecializovaných firiem, ktoré pri vývoji spolupracujú so špičkovými pracoviskami na univerzitách a vo výskumných ústavoch. Pri konštrukcii je dnes samozrejmosťou používanie 3D CAD systémov pôvodne vyvinutých pre kozmický a letecký priemysel a návrh sa kontroluje výpočtami pomocou FEM (metóda konečných prvkov) a CFD (metóda konečných objemov). Rovnako praktickým skúškam predchádza simulácia prevádzky na počítači.

Samotnú konštrukciu ventilu je možné všeobecne rozdeliť na niekoľko častí, ktorými sa môžeme zaoberať samostatne.

8.1.1. Nepohyblivé, vnútorným pretlakom zaťažené časti ventilu

Medzi nepohyblivé, vnútorným pretlakom zaťažené časti ventilu môžeme počítať napr. teleso, veko a pod., kde zatiaľ čo v oblasti nízkych tlakov sa používajú takmer vo všetkých prípadoch odliatky, pri armatúrach pre vyššie parametre sa všeobecne prechádza na tvárnené materiály, a to predovšetkým s ohľadom na náročnosť zaručenia kvality odlievajúcich častí pre vysoké parametre a na problémy s dlhými výrobnými lehotami pri malosériových odliatkoch. Malosériovosť je tiež ďalším rysom, ktorým sa armatúry pre energetiku všeobecne vyznačujú.

Vzhľadom k tomu, že teleso regulačného ventilu je tvarovo oveľa náročnejší diel ako telesá väčšiny ostatných armatúr, je potrebné teleso ventilu vyrobiť zvaraním.

V minulosti firma LDM používala na výrobu telies ventilov nasledujúce materiály:

- liatina 42 2304 - tvárna liatina, vhodná na odliatky telies armatúr do max. PN 40
- oceľ 42 2643 - uhlíková oceľ, vhodná na odliatky telies armatúr
- oceľ 42 2744 - nízkolegovaná chrómmolybdénová oceľ, vhodná na odliatky tlakových nádob
- oceľ 42 2941 - koróziivzdorná chrómniklová oceľ na odliatky
- oceľ 11 416 - nízkouhlíková nelegovaná oceľ, určená na súčasti kotlov a tlakových nádob

- ocel' 11 425 - nízkouhlíková nelegovaná ocel', určená na súčasti, od ktorých sa požaduje vyššia húževnatosť
 ocel' 15 128 - nízkoalegovaná ocel' na súčasti tlakových nádob
 ocel' 17 246 - koróziivzdorná chrómniklová ocel'

V dnešnej dobe sa použitie vyššie uvedených materiálov obmedzuje len na náhradné diely alebo dodávky na základe špeciálnych požiadaviek zákazníka. V súvislosti s jednotnými požiadavkami Európskeho spoločenstva, zhrnutými v smernici 2014/68/EU - tzv. PED (Pressure Equipment Directive), so súčasne pokračujúcou harmonizáciou európskych národných noriem (vrátane ČSN) a s celkovou globalizáciou trhu armatúr, používa dnes firma LDM ako základné materiály pre výrobu telies, viek a ich spojovacích súčastí výlučne liatiny, ocele a zliatiny neželezných kovov v súlade s českou/európskou materiálovou normou ČSN EN 1503, popřípade v súlade so severoamerickou materiálovou normou ANSI/ASME B16.5. Prehľad materiálov (výber najviac používaných) je uvedený v tab. 8.1.

Materiál podľa EN		Materiál podľa ASTM		ČSN ekvivalent
Značka	Číslo	Značka	Číslo	
Ocele a odliatky				
GP240GH	1.0619	WCB	A216	42 2643
G 17CrMo5-5	1.7357	WC6	A217	42 2744
G 20Mn5	1.5419			42 2714
G17CrMo9-10	1.7379			
GX 5CrNi19-10	1.4308	CF8	A351	42 2930
GX 5CrNiNb19-11	1.4552	CF8C	A351	42 2933
GX 5CrNiMoNb19-11-2	1.4581			42 2941
GX 5CrNiMo19-11-2	1.4408	CF8M	A351	42 2940
GX 23CrMoV 12-1	1.4408			
Ocele				
P265 GH	1.0425			11 416
P285 GH	1.0426			11 418
13CrMo4-5	1.7335			15 121
X 20CrMoV11-1	1.4922			17 134
10CrMo9-10	1.7380			
11CrMo9-10	1.7383			
X 10CrMoVNb9-1	1.4903			
X 6CrNiMoTi17-12-2	1.4571			17 347
Liatiny				
EN-GJS-400-15	EN-JS1030			42 2304
EN-GJS-400-18-LT	EN-JS1025			42 2304
	EN-JL1030			42 2420
EN-GJL-250	EN-JL1040			42 2425
EN-GJMB-350-10	EN-JM1130			42 2533
EN-GJMW-400-5	EN-JM1030			42 2540
Neželezné kovy				
CuSn5Zn5Pb5-C	CC491K			42 3135
Materiál skrutiek a matic				
40CrMoV4-6	1.7711			
21CrMoV5-7	1.7709			
20CrMoVTiB4-10				
X6NiCrTiMoVB25-15-2	1.4980			
X7CrNiMoBNb16-16	1.4986			

Tab. 8.1. Prehľad materiálov podľa ČSN EN 1503 a ASTM a ich porovnanie s pôvodnými ČSN materiálmi

Na základe požiadaviek zákazníkov je potom možné pre výrobu základných dielov armatúry použiť aj iné materiály, napríklad špeciálne ocele (napr. pre veľmi nízke teploty), prípadne špeciálne zliatiny s vynikajúcou chemickou či tepelnou odolnosťou (Monel, Nimonic, Hasteloy a pod.)

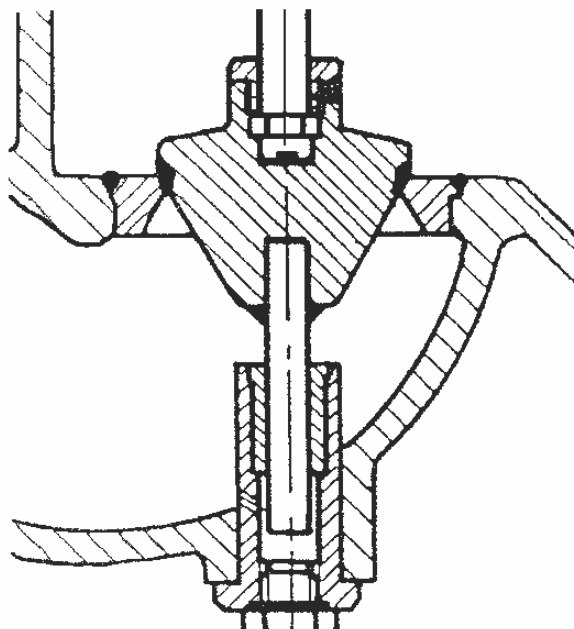
8.1.2. Škrtiace systémy

Škrtiaci systém je srdcom celého ventilu, pričom jeho vlastnosti zásadným spôsobom ovplyvňujú správanie sa celej armatúry. Z tohto dôvodu je potrebné jeho konštrukcii venovať maximálnu starostlivosť a pri voľbe typu škrtiaceho systému je potrebné zohľadniť predovšetkým:

- maximálnu hodnotu tlakového spádu na ventile
- požadované prietokové množstvo a prietokovú charakteristiku
- maximálnu povolenú netesnosť
- požadovaný regulačný pomer
- druh a čistotu média
- pracovnú teplotu

Tak ako sa zvyšovali prevádzkové parametre energetických zariadení a tým aj nároky kladené na regulačné ventily, vyvíjal sa aj škrtiaci systém. Prvé ventily pracovali s tvarovanou kuželkou, vid'. obr. 8.1. Výhodou bola vcelku ľahká výroba, prietoková charakteristika bola určená tvarom zakrivenia boku kuželky. Maximálna hodnota K_v je určená priemerom sedla, ktoré nezávisí na type charakteristiky.

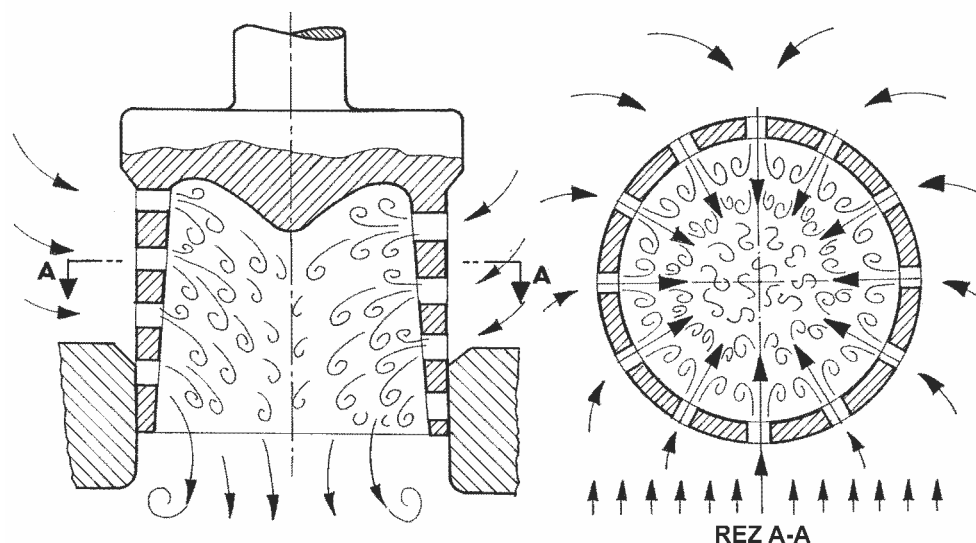
Nevýhodou tohto typu kuželky je náchylnosť ku kavitácii a z toho vyplývajúca schopnosť spracovať len relatívne nízke tlakové spády, max. 3 MPa (30 bar). Tento nedostatok sa rieši jednak používaním vysokoakostných materiálov, ďalej pomocou návarov tesniacich plôch tvrdokovom, ale hlavne voľbou viacstupňových kuželiiek. Tu sa však jedná už o značne výrobné zložité diely. Tvarovaná kuželka vyžaduje tiež ďalšie vedenie pod kuželkou, ktoré je schopné zachytávať bočné sily vznikajúce dynamickým účinkom pretekajúceho média.



Obr. 8.1. Tvarovaná kuželka

Z vyššie uvedených dôvodov sa začala používať valcová kuželka s výrezmi vid'. kapitola 6, obr. 6.7 - 6.9. Jedná sa opäť o výrobné pomerne jednoduchú súčasť. Tvar prietokovej charakteristiky je daný tvarom výrezov, K_v hodnota potom ich šírkou. Výhodou tohto typu kuželky je skutočnosť, že je vedená po celom zdvihu v sedle.

Ďalším výrobne jednoduchým typom, používaným pri dvojsedlových armatúrach, je tzv. piestová kuželka. Jedná sa v podstate o dva piesty umiestnené na spoločnom ťahle, ktoré pri svojom pohybe postupne otvárajú požadovaný prietokový prierez v regulačnom puzdre. Medzi výhody patrí pomerne jednoduchá výroba a hlavne veľmi nízke osové sily pôsobiace na ťahlo ventilu, nevýhodou je nízky tlakový spád a veľká netesnosť, ktorou sa však vyznačujú všetky dvojsedlové armatúry klasickej koncepcie.

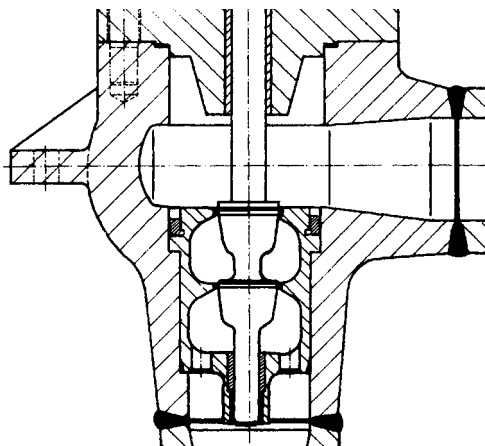


Obr. 8.2. Valcová dierovaná kuželka

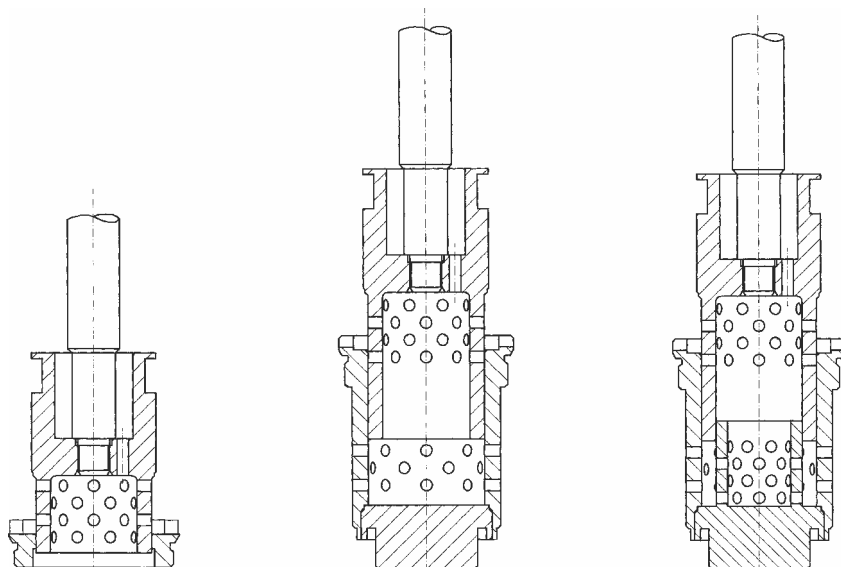
Z dôvodu dosiahnutia vysokej tesnosti v sedle a zvýšenia životnosti regulačného orgánu sa časom postupne prešlo na valcové dierované kuželky - vid'. obr. 8.2. Prietoková plocha je tvorená sústavou malých dier, ktoré sú vyvrtané po obvodu valcovej časti kuželky. Usporiadanie dier sa volí, pokiaľ je to možné, tak, aby sa jednotlivé prúdy média vo vnútri kuželky navzájom stretávali a dochádzalo tak ku vzájomnej eliminácii účinkov kinetickej energie. Z tohto dôvodu je tvar prúdenia média "nad sedlo", to znamená že médium preteká smerom dovnútra do valca kuželky.

Výhodou tohto typu škrtiaceho systému je schopnosť spracovávať vyššie tlakové spády bez nebezpečenstva kavitácie a vzniku hluku. Medzi výhody tohto typu kuželky je možné stále počítať i pomerne jednoduchú výrobu. Nevýhodou je potom to, že limitujúca prietoková plocha je tvorená súčtom plôch otvorov vo valcovom plášti kuželky a preto nie je možné dosiahnuť rovnakých maximálnych hodnôt K_v pre všetky charakteristiky pri ventiloch s rovnakým priemerom sedla.

Ďalším krokom sú viacstupňové škrtiace systémy tvorené niekoľkými tvarovanými kuželmami radenými v sérii za sebou, vid'. obr. 8.3, alebo kombináciou valcovej dierovanej kuželky a viacstupňového regulačného puzdra podobného typu ako kuželka. Príkladom takéhoto škrtiaceho systému je kuželka a regulačné puzdro použité vo ventile RV 701 resp. RV 805, vid'. obr. 8.4. Tento až štvorstupňový systém umožňuje spracovávať tlakové spády až do 20 MPa (200 bar).

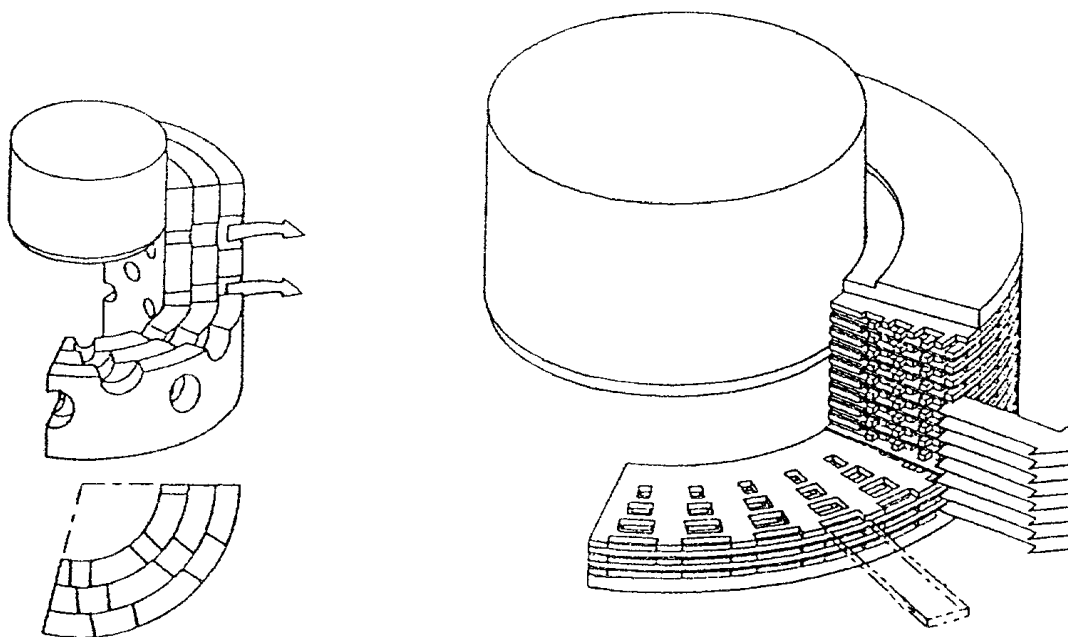


Obr. 8.3. Viacstupňový škrtiaci systém zložený zo sériovo radených tvarovaných kužieliek



Obr. 8.4. Viacstupňové škrtiace systémy použité vo ventiloch RV 701 až RV 806

Pre najtvrdšie pracovné podmienky sa potom používa labyrintový škrtiaci systém, tvorený planžetovou kuželkou, ktorá pri svojom zdvihu postupne otvára otvory v špeciálnom regulačnom puzdre, viď. obr. 8.5. To je tvorené radom sústredných, do seba zasunutých puzdier s regulačnými otvormi. Požadované prietokové charakteristiky sa potom dosahujú vhodnou kombináciou jednotlivých puzdier. Firma LDM používa tento typ škrtiaceho orgánu pri nabíehacom ventile typu G 92 a ďalej pri ventiloch RV 70x, RS 70x, RV 80x a RV 90x.



Obr. 8.5. Labyrintový škrtiaci systém

Otázka typu materiálu tesniacich plôch škrtiacich systémov je v poslednej dobe riešená nasledujúcim spôsobom:

- nízka teplota, pomerne čisté médium - tesniace plochy majú nanesený tesniaci materiál - tzv. mäkké sedlo. Firma LDM používa v tomto prípade PTFE krúžky vsadené do sedlovej plochy
- vyššia teplota, stredný stupeň znečistenia - tesniace plochy sú zo základného materiálu, kuželku so sedlom je pre dosiahnutie dostatočnej tesnosti potrebné zabrusiť
- vysoká teplota, vysoké tlakové spády - v tomto prípade je tesniaca plocha upravená návarom z tvrdokovu (Real, Stelit)

8.1.3. Upchávky

Upchávky sú všeobecne jedným z najzložitejších dielov regulačného ventilu. Na jednej strane musí dokonale tesniť vreteno a zabrániť tak úniku média, na strane druhej však musí umožniť pohyb vretena s čo najmenším odporom. Z tohto dôvodu je problematika nájdania vhodného druhu upchávky rovnako stará ako výroba samotných armatúr.

Tak ako sa postupne zvyšovali parametre regulovaného média, menil sa aj materiál, z ktorého sa upchávka vyrábala. Prvé upchávky sa vyrábali z bavlnenej šnúry, napustenej rastlinným, alebo živočíšnym tukom. Cez rad ďalších typov materiálov sa prešlo k šnúre pletenej z azbestového vlákna, ktorá sa vzhľadom k svojej vynikajúcej tepelnej odolnosti a dobrým trecím vlastnostiam javila ako ideálny materiál. Dôvodom k opusteniu tohto materiálu nebola jeho nedostatočná tesniaca schopnosť alebo nedostatočná životnosť, ale skutočnosť, že sa azbest ukázal ako životnému prostrediu veľmi nebezpečná látka. V poslednej dobe sa ako upchávkový materiál presadil grafit, a to buď vo forme pletených šnúr, alebo vo forme lisovaných krúžkov z expandovaného grafitu. Tento materiál je dnes dodávaný celým radom svetových renomovaných firiem pod rôznymi obchodnými názvami a so zložením, ktoré je vhodne upravené pre konkrétne použitie danej armatúry.

Pre armatúry najvyššej triedy sa dnes ako štandard používajú grafitové upchávky typu Live Loading, ktoré eliminujú najväčší nedostatok grafitových upchávok, čím je nutnosť pravidelnej údržby. Táto upchávka je za prevádzky predpätá zväzkom pružín, ktoré zabezpečujú zachovanie potrebného tesniaceho tlaku v upchávke aj pri úbytku tesniva opotrebovaním, alebo pri veľkých zmenách teploty. Tu je potrebné len v intervaloch rádovo dvakrát do roka skontrolovať a eventuálne nastaviť predpätie pružín, čím sa zabráni vzniku netesnosti a následnému vyšľahaniu upchávky s tiahom. Tým sa niekoľkonásobne predĺži životnosť tohto uzla.

8.1.4. Pohony

Pohony použité v energetike alebo v náročných priemyselných aplikáciách musia spĺňať špecifické požiadavky tohto odvetvia. Ide predovšetkým o vysokú spoľahlivosť a dlhú životnosť a ďalej o odolnosť voči okolitému prostrediu (vysoké teploty, vlhkosť, prašnosť, chvenie, prípadne seizmická odolnosť a pod.).

Pre regulačné ventily teda prakticky prichádzajú do úvahy predovšetkým elektrické pohony v priamom alebo viacotáčkovom prevedení, poprípade aj štvrtotáčkovom pre pákové regulačné ventily a pneumatické alebo hydraulické priame pohony.

Podľa stupňa automatizácie sú tieto pohony vybavené riadením a signalizáciou spätnej väzby rôznej úrovne. Z elektrických pohonov používa LDM výrobky firiem ZPA Pečky, Regada Prešov, Auma, Schiebel, Siemens, Sipos, EMG Drehmo a Rotork, pričom pri odôvodnenej požiadavke zákazníka je možné použiť aj pohony iných firiem so štandardným pripojením podľa ČSN EN ISO 5210. Pneupohony sú najčastejšie používané od firiem Flowserve a Fischer.

O pohonoch sa ďalej hovorí v kap. 9, pričom celá problematika pohonov a ich vybavenie je natoľko rôznorodou a zložitou oblasťou, že sa im nie je možné na tomto mieste detailne venovať.

8.2. Vysokotlakové ventily LDM pre energetiku a priemyselné aplikácie

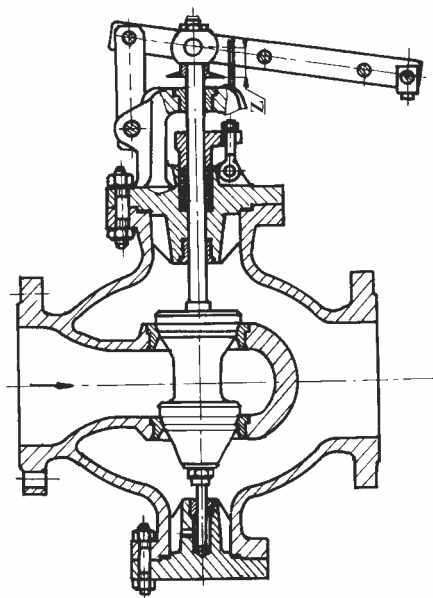
Ako je zrejmé aj z katalógu firmy LDM, v sortimente regulačných armatúr pre energetiku existujú vedľa seba dve skupiny regulačných ventilov nasledované skupinou špeciálnych armatúr. Jednou skupinou regulačných ventilov sú ventily radu G, ktoré firma získala spolu s kúpou bývalej Armatúrky Česká Třebová. Tento rad je postupne nahradzovaný radom ventilov RV/RS (3xx, 7xx, 8xx resp. 9xx) novej konštrukcie. Doplnkom výrobného programu regulačných armatúr sú potom impulzné plnozdvižné poistné ventily s prídavným zaťažением, regulačné trojcestné kohúty a uzatváracie ventily V46.

8.2.1. Ventily radu G

Spoločným rysom týchto ventilov je robustná konštrukcia, hovoriaca o dobe ich vzniku, vysoká spoľahlivosť a životnosť a s výnimkou G 92 a G 93 aj ovládanie pomocou pákového ústrojenstva. Ich hlavným nedostatkom je (opäť s výnimkami) neschopnosť spracovať vysoké tlakové spády a v niektorých prevedeniach i malá vnútorná tesnosť. Ventily týchto typových rád sú v súčasnej dobe postupne nahradzované novými typovými radmi (v tlakovej triede PN $\leq$ 40 radom RV 22x, u vyšších tlakových tried RV/RS 32x, 70x, 80x a 9xx), prípadne sú v spolupráci s firmou LDM Servis, spol. s r.o. upravované podľa požiadaviek zákazníka (dierovaná regulačná partia, viacstupňové škrtiace systémy, priame pohony, špeciálne materiály). Cieľom týchto náhrad a úprav je vždy odstránenie vyššie uvedených nedostatkov pri zachovaní životnosti a spoľahlivosti.

8.2.1.1. Regulačné ventily G 45

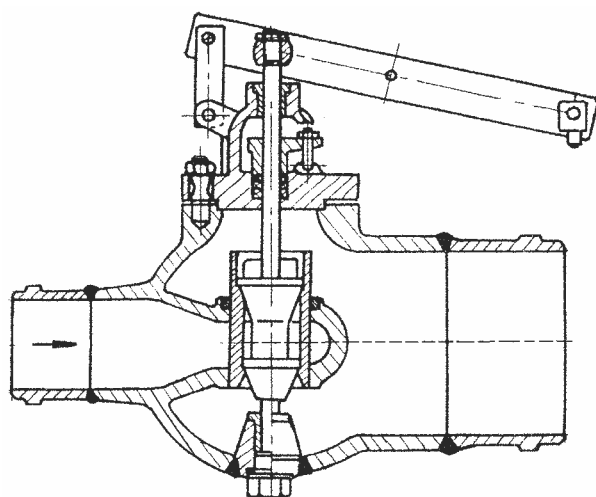
Ide o regulačné ventily priame, v prevedení privarovacom aj prírubovom a vo veľkom rozsahu menovitých svetlostí a tlakov. Ventily G 45 (vid'. obr. 8.6) sú v dvojsedlovom prevedení, pri väčších svetlostiach sú obidve sedlá nahradené regulačným puzdrom. Výhodou tohto prevedenia je pomerne ľahká výmena poškodených škrtiacich partií, nevýhodou je ďalší potenciálny zdroj vnútornej netesnosti ventilu. Vzhľadom k tomu, že ventily majú rovnakú svetlosť vstupného aj výstupného hrdla, sú určené predovšetkým pre reguláciu prietoku kvapalín.



Obr. 8.6. Ventil G 45

8.2.1.2. Regulačné ventily G 46

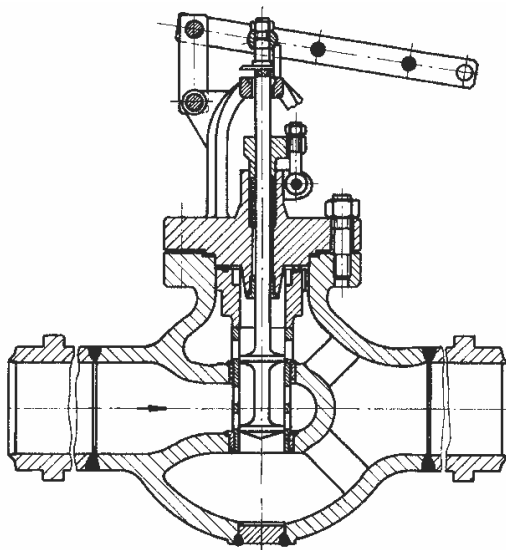
Ide podobne ako pri ventiloch G 45 o regulačné ventily priame, v prevedení privarovacom a prírubovom, vo veľkom rozsahu menovitých svetlostí a tlakov. Ventily radu G 46, vid'. obr. 8.7 sú v dvojsedlovom prevedení, pri väčších svetlostiach sú obidve sedlá nahradené regulačným puzdrom. Výhodou tohto prevedenia je pomerne ľahká výmena poškodeného škrtiaceho orgánu, nevýhodou ďalší potenciálny zdroj vnútornej netesnosti ventilu. Vzhľadom k tomu, že obidva typy ventilov majú rozšírený výstup, sú určené pre reguláciu prietoku pár a plynov.



Obr. 8.7. Ventil G 46

8.2.1.3. Regulačné ventily G 47

Obdobne ako vyššie uvedené typy ventilov, aj tu ide o ventily v priamom prevedení. Vzhľadom k ich určeniu ako regulačných ventilov napájacej vody pre parné kotly, sú ventily vyrábané vo vyšších tlakových triedach (PN 125 až 500). Ďalšou odlišnosťou je typ škrtiaceho orgánu. Pri týchto ventiloch je použitá kuželka tzv. piestového typu a regulačné puzdro s tvarovanými výrezmi, vid'. obr. 8.8. Tvarom a veľkosťou týchto výrezov je určená charakteristika a K_{vs} súčiniteľ ventilu.

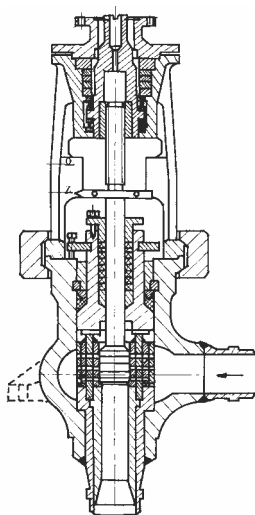


Obr. 8.8. Ventil G 47

8.2.1.4. Regulačný ventil G 92

Tento ventil, vid'. obr. 8.9, bol navrhnutý ako špeciálna armatúra pre nabíehanie elektrárenských kotlov. Regulačný orgán tvorí planžetová kuželka, ktorá v zatvorenom stave dosadá do sedla a ventil je teda v uzavretom stave tesný. Pri svojom zdvihu postupne otvára otvory v špeciálnom regulačnom puzdre. Puzdro svojou konštrukciou tvorí štvorstupňový regulačný škrtiaci orgán,

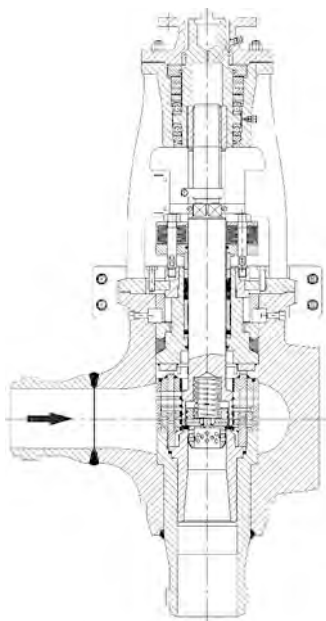
ktorý vďaka geometrii svojich otvorov umožňuje veľmi jemnú a presnú reguláciu. Ventil je navrhnutý pre ovládanie viacotáčkovým servopohonom s pripojením F 10 podľa ČSN EN ISO 5210.



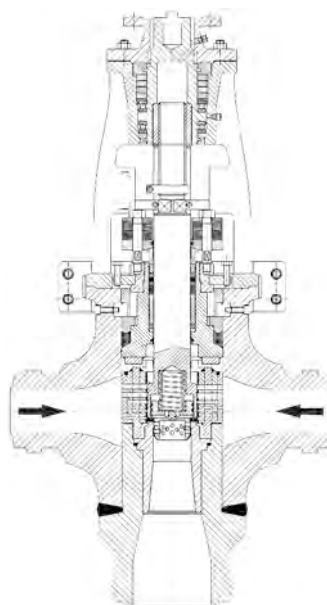
Obr. 8.9. Ventil G 92

8.2.1.5. Regulačný ventil G 93

Tento ventil, vid' obr. 8.10 a 8.11, bol navrhnutý ako špeciálna armatúra pre nabíehanie elektrárenských kotlov. Regulačný orgán je tvorený hlavnou planžetovou kuželkou a vnútornou dierovanou kuželkou. Hlavná kuželka, ktorá je súčasťou tiahla ventilu, slúži k regulácii pretekajúceho média a zároveň zabezpečuje tesnosť ventilu v uzavretom stave. Vnútorná dierovaná kuželka znižuje tlakový spád pri začiatocnom zdvihu ventilu a zabraňuje opotrebovaniu tesniacich plôch a tvorí piaty regulačný stupeň. Pri svojom zdvihu potom postupne otvára otvory v špeciálnom regulačnom puzdre. Puzdro svojou konštrukciou tvorí štvorstupňový regulačný škrtiaci orgán, ktorý vďaka geometrii svojich otvorov umožňuje veľmi jemnú a presnú reguláciu. Ventil je navrhnutý pre ovládanie viacotáčkovým servopohonom s pripojením F10 podľa ČSN EN ISO 5210.



Obr. 8.10. Ventil G 93 225



Obr. 8.11. Ventil G 93 325

8.2.2. Ventily radu RV

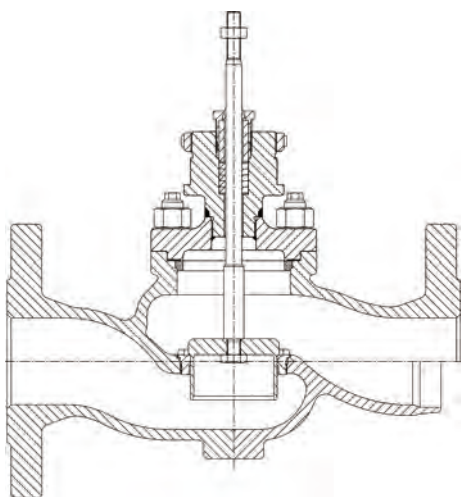
Ventily konštrukčného radu RV vznikli na základe zámeru firmy LDM eliminovať väčšinu nedostatkov vyššie popisovaných typov a reagovať tak na dopyty zákazníkov po ventiloch s vyššou životnosťou, menšou hlučnosťou a schopnosťou spracovávať vyššie tlakové spády. Ich spoločnou črtou je, že sú konštruované pre pripojenie priamočiarych pohonov a používajú viacstupňové škrtiace systémy, tvorené dierovanou kuželkou a jedno, alebo viacnásobným dierovaným regulačným puzdrom. Na každom stupni je tak možné spracovávať tlakový spád do 5 MPa (50 bar).

8.2.2.1. Regulačné ventily RV 300 line

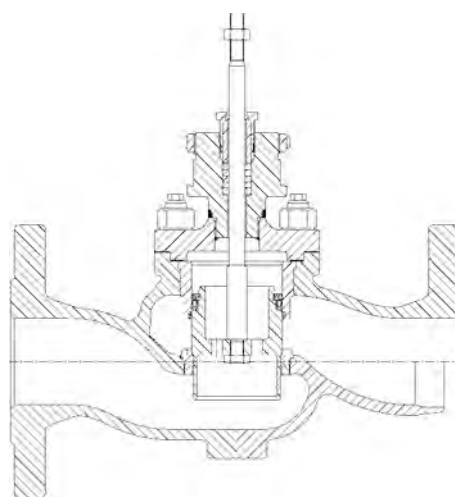
Regulačné ventily RV 300 line predstavujú v podstate ďalší výkonový stupeň ventilov RV 200 line čo sa tlaku a teploty týka. Armatúry RV 320 až 332 tak tvoria významnú skupinu výrobkov s veľkým množstvom variantov prevedenia. Predstavujú komplexný rad regulačných a uzatváracích ventilov vo svetlostiach DN 15 až 200 s menovitým tlakom PN 63 v prírubovom a privarovacom prevedení.

Tento rad armatúr bol vyvinutý z ventilov radu 200 line s tým, že mnoho osvedčených prvkov zostalo zachovaných. Líši sa predovšetkým robustným telesom, vybaveným na sedlovej prepážke nerezovým návarom proti vyšľahaniu médiom, umožňujúcim variantne prírubové, ale tiež privarovacie prevedenie pripojenia v rozmeroch podľa EN noriem. Veko s vretenovodom je tvorené jednodielnym odliatkom a je vybavené spätným sedlom pre dosadenie tiahla v koncovej polohe zdvihu. Materiálové varianty popísaných armatúr označované ako RV 32x (ventily z oceleliatiny) a RV 33x (prevedenie z nerezovej ocele) poskytujú možnosť použitia týchto výrobkov v náročnejších aplikáciách v energetike a vďaka Ex certifikácii tiež v technologických okruhoch v chemickom priemysle, petrochémii, plynárenstve a pod.

Ventily sú vyrábané v dvoch základných prevedeniach, v základnom riešení s jednostupňovou redukciou tlaku pod označením RV 3x0, a v prevedení s tlakovo vyváženou kuželkou s označením RV 3x2.



Obr. 8.12. Regulačný ventil priamy RV 3x0

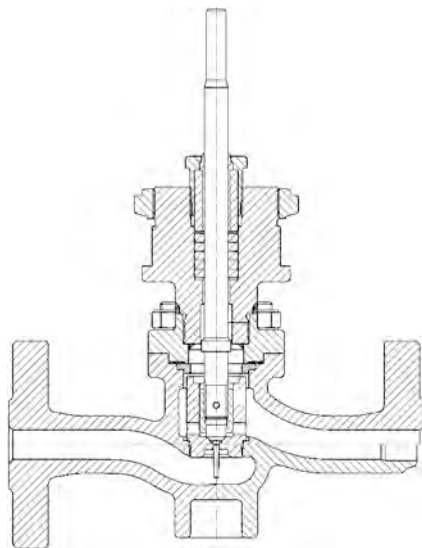


Obr. 8.13. Tlakovo vyvážený regulačný ventil priamy RV 3x2

Všetky uvedené typy ventilov sú vybavené kuželkami s lineárnou, rovnopercetnou, parabolickou (kvadratickou) alebo LDMspline® prietokovou charakteristikou. Široký rozsah hodnôt Kvs nám dáva možnosť presne navrhnuť a použiť armatúru bez zbytočného predimenzovania alebo poddimenzovania výkonu.

Stavebnicová konštrukcia armatúry navyše umožňuje jednoduchú prestavbu napr. pri zmene parametrov zariadenia (úprava Kvs alebo zmena charakteristiky), ktorú je možné vo väčšine prípadov vykonať priamo na mieste prevádzky. V prípade potreby je tiež možné dodať armatúru s neštandardnou Kvs hodnotou alebo prietokovou charakteristikou.

Najmenšia vyrábaná hodnota Kvs týchto ventilov je $0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, a to u ventilov RV 3x0 s mikroškrtiacim systémom, vid'. obr. 8.14.



Obr. 8.14. Mikroškrtiaci systém ventilu RV 3x0

Armatúry radu RV 3xx sú kompletované s pneumatickými alebo elektromechanickými priamočiarými pohonmi renomovaných výrobcov, čo umožňuje ich ovládanie od jednoduchého trojbodového až po riadenie unifikovaným signálom so spätnou väzbou. Použitie priamych tiahlových pohonov zabezpečuje zvlášť v spojení s tlakovo vyváženými ventilmi pri nízkych prestavných silách vysokú presnosť regulácie a dlhodobú spoľahlivosť a životnosť pohonov.

Stavba typového čísla týchto armatúr, podobne ako u ostatných výrobkov firmy LDM umožňuje presnú a nezameniteľnú špecifikáciu ventilu vrátane pohonu a ich spätné dekódovanie, vid'. tab. 8.2.

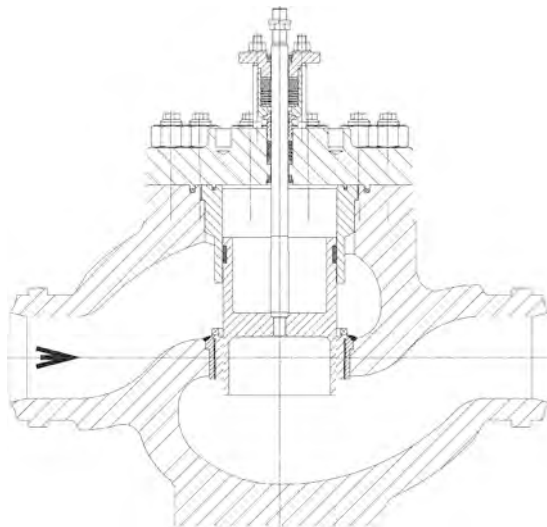
		XX	X X X	X X X	X X X X	X X	- XX	/ XXX	- XXX	XX
1. Ventil	Regulačný ventil	RV								
	Uzatvárací ventil	UV								
2. Označenie typu	Ventily z liatej ocele		3 2							
	Ventily z koróziivzdornej ocele		3 3							
	Ventil priamy		0							
	Ventil priamy tlakovo odľahčený		2							
3. Typ ovládania	Elektromechanický pohon			E X X						
	Pneumatický pohon			P X X						
	Ručné koleso			R X X						
4. Pripojenie	Príruba s hrubou tesniacou lištou (typ B1)				1					
	Príruba s výkružkom (typ F)				2					
	Príruba s drážkou (typ D)				3					
	Príruba s hladkou tesniacou lištou (typ B2)				4					
	Privarovacie prevedenie				5					
5. Materiálové prevedenie telesa	Uhlíková oceľ 1.0619 (-10 až 400°C)				1					
	CrMoV oceľ 1.7357 (-10 až 550°C)				7					
	Nerezová oceľ 1.4581 (-10 až 500°C)				8					
	Iný materiál podľa dohody				9					
(v zátvorkách sú uvedené rozsahy pracovných teplôt)										
6. Tesnenie v sedle	Kov - kov				1					
	Mäkké tesnenie (kov - PTFE)				2					
	Návar tesniacich plôch tvrdokovom				3					
	Grafitové vyváženie, kov - kov				5					
	Grafitové vyváženie, návar tvrdokovom				7					
	Návar tesniacich plôch tvrdokovom pre RV 3x2, kuželka s kovovým tesnením				8					
7. Druh upchávky	DRSpack® (PTFE)				3					
	Expandovaný grafit				5					
	Vlnovec				7					
	Vlnovec s bezpečnostnou upchávkou PTFE				8					
	Vlnovec s bezpečnostnou upchávkou Grafit				9					
8. Prietoková charakteristika	Lineárna					L				
	Rovnopercentná v priamej vetve					R				
	LDMspline®					S				
	Uzatváracia					U				
	Parabolická					P				
	Lineárna - dierovaná kuželka					D				
	Rovnopercentná - dierovaná kuželka					Q				
	Parabolická - dierovaná kuželka					Z				
9. Kvs	Číslo stĺpca podľa tabuľky Kvs súčiniteľov					X				
10. Menovitý tlak PN	PN 16 (len privarovacie prevedenie)						16			
	PN 25 (len privarovacie prevedenie)						25			
	PN 40 (len privarovacie prevedenie)						40			
	PN 63						63			
11. Pracovná teplota °C	DRSpack® (PTFE)							260		
	Expandovaný grafit (300 - 550 °C)							XXX		
12. Men. svetlosť DN	DN 15 - 200								XXX	
13. Prevedenie	Normalne									
	Nevýbušné									Ex
	Prevedenie pre kyslík									Ox

Tab. 8.2. Schéma zostavenia typového čísla ventilov RV 320 až 332

8.2.2.2. Regulačné ventily RV 701

Regulačné ventily RV 701, vid' obr. 8.15 sú ventily jednosedlovej konštrukcie s tlakovo vyváženou kuželkou, vyrábané v priamom privarovacom prevedení. Viacstupňový škrtiaci systém (podľa parametrov média a požiadaviek zákazníka sa ventily dodávajú so škrtiacim

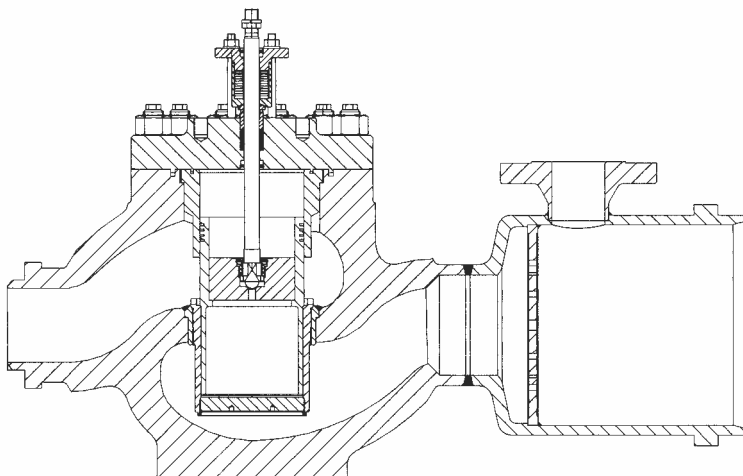
systémom v jedno až päťstupňovom prevedení) je navrhnutý s ohľadom na čo najväčšiu odolnosť proti vzniku a účinkom kavitácie a s ňou súvisiacim hlukom. V základnom prevedení sú ventily dodávané s netesnosťou uzáveru v triede III podľa ČSN EN 1349, v prípade požiadavky aj v prevedení so zvýšenou tesnosťou v triede V uvedenej normy. Ventily sú štandardne dodávané s grafitovou upchávkou typu "Live Loading" s centrálnym zväzkom tanierových pružín. V súčasnej dobe sú ventily dodávané vo svetlostiach DN 25 až DN 250, v tlakových triedach PN 16, 25, 40, 63, 100, 160, 250, 320 a 400. Základné materiály telies, t. j. liata uhlíková oceľ GP240GH (WN 1.0619) a liata legovaná oceľ 13CrMo4-5 (WN 1.7357) prípadne GX 23CrMoV9-1 (WN 1.4931) potom umožňujú použitie týchto ventilov v rozsahu teplôt -10°C až +600°C. Ventily RV 701 sú určené pre reguláciu kvapalín. Ventily môžu byť ovládané priamymi ťiahlovými alebo otočnými elektrickými pohonmi, ďalej pneumatickými a elektrohydraulickými pohonmi.



Obr. 8.15. Ventil RV 701

8.2.2.3. Regulačné ventily RV 702, RS 702

Regulačné ventily RV 702, vid'. obr. 8.16, sú variantom vyššie spomenutého typu, určeným pre reguláciu prietoku pary a plynov. Tomu zodpovedá rozšírený výstupný kanál, ktorý je možné naviac dimenzovať pre použitie jednej až troch clôn. Tieto ventily sa dodávajú vo svetlostiach vstupného kanálu DN 25 až DN 250, pričom výstupné kanály je možné odstupňovať v rozsahu DN 40 až DN 700. Tlakovú triedu vstupného kanálu je možné meniť v rozsahu PN 16 až PN 400, zatiaľ čo tlaková trieda výstupného kanálu je v rozsahu PN 16 až PN 320.



Obr. 8.16. Ventil RS 702

Ventil, resp. redukčná stanica RS 702 rozširuje použiteľnosť popisovaného konštrukčného radu o aplikácie, kde je súčasne s redukciou tlaku požadovaná i regulácia teploty. Ide v podstate o ventil RV 702, ktorý je na výstupe vybavený pripojovacou prírubou pre montáž vstrekovacej hlavy.

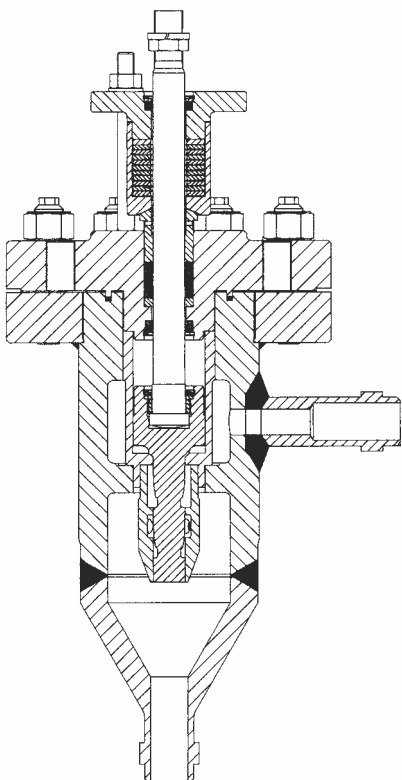
8.2.2.4. Regulačné ventily RV 805, RV 806

Regulačné ventily RV 805 (rohové prevedenie vid'. obr. 8.17) a RV 806 ("Z" prevedenie vid'. obr. 8.18) vznikli ako nasledovník skôr vyrábaných ventilov RV 803 a RV 804. Majú teda úplne identické určenie - reguláciu množstva chladiacej vody (regulácia vysokotlakových vstrekov) a sú vyrábané v zhodných tlakových a rozmerových triedach PN 160, 250 a 400 v privarovacom prevedení a v svetlostiach od DN 25 do DN 100. Dôvodom k rekonštrukcii skôr vyrábaných ventilov bola požiadavka zákazníkov na vyššiu tesnosť a životnosť upchávky zároveň s väčšou odolnosťou telies ventilov proti kavitácii.

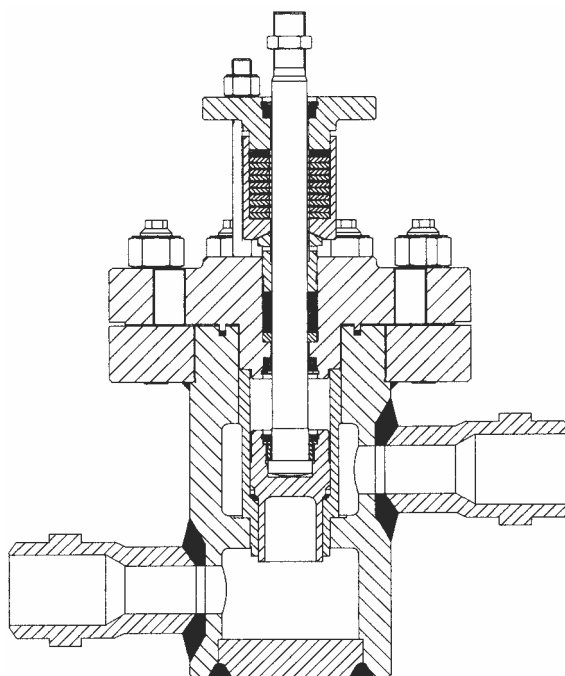
Ventily sú v súčasnosti štandardne dodávané s grafitovou upchávkou "Live Loading" s centrálnym zväzkom tanierových pružín. Telesá sú vyrábané z nerezovej zliatinovej ocele X20CrMoV11-1 (WN 1.4922).

Regulačné časti tohto ventilu boli navrhované s ohľadom na čo možno najpresnejšiu reguláciu. Vzhľadom k potrebe spracovávať vysoké tlakové spády je možné ventil vybaviť škrtiacim systémom, ktorý umožňuje spracovávať maximálny tlakový spád na ventile až 20 MPa, t. j. 200 bar. Tesnosťou uzáveru ventil spĺňa podmienky triedy IV. podľa ČSN EN 1349. Ventily svetlostí DN 65 až DN 100 sú vyvážené pomocou pružného kovového krúžku a je možné aplikovať maximálne štvorstupňový škrtiaci systém.

Podľa prevedenia a materiálu je možné používať ventil až do teploty 550°C.



Obr. 8.17. Ventil RV 805

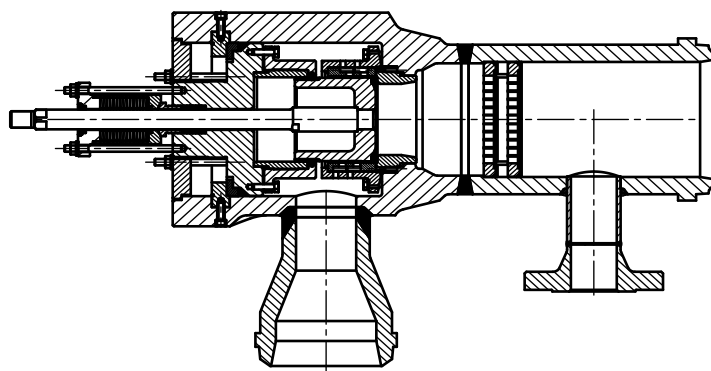


Obr. 8.18. Ventil RV 806

8.2.2.5 Regulačné ventily RV 902, RS 902

Regulačné ventily RV 902, vid' obr. 8.19, sú ventily jednosedlovej konštrukcie s tlakovo vyváženou kuželkou, vyrábané v rohovom privarovacom prevedení. Podľa parametrov média a požiadaviek zákazníka sa ventily dodávajú so škrtiacim systémom v jedno alebo dvojstupňovom prevedení. V základnom prevedení sú ventily dodávané s netesnosťou uzáveru v triede III podľa ČSN EN 1349, v prípade požiadavky aj ako prevedenie so zvýšenou tesnosťou v triede V uvedenej normy. Ventily sú štandardne dodávané s grafitovou upchávkou typu "Live Loading" s centrálnym zväzkom tanierových pružín.

Ventily RV 902 a RS 902 sú určené pre reguláciu prietokov pary a plynov. Tomu zodpovedá rozšírený výstupný kanál, ktorý je možné dimenzovať pre použitie jednej až troch clôn. Tieto ventily sa dodávajú vo svetlostiach vstupného kanálu DN 50 až 250, pričom výstupný kanál je možné odstupňovať v rozsahu DN 80 až DN 700. Tlakovú triedu vstupného kanálu je možné meniť v rozsahu PN 100 až PN 630, zatiaľ čo tlaková trieda výstupného kanálu je v rozsahu PN 16 až PN 400.



Obr. 8.19. Ventil RS 902 v privarovacom prevedení

Ventil, resp. redukčná stanica RS 902 rozširuje použiteľnosť popisovaného konštrukčného radu o aplikácie, kde je súčasne s redukciou tlaku požadovaná aj regulácia teploty. Jedná sa v podstate o ventil RV 902, ktorý je na výstupe doplnený o pripojovaciu prírubu pre montáž vstrekovacej hlavy.

8.2.3. Poistné ventily

Samostatnou kapitolou ako v energetike, tak aj vo výrobnom programe firmy LDM sú poistné ventily.

Každé tlakové zariadenie v energetike (elektrárenský kotol, parovody, nádrže napájacej vody a pod.) musí byť podľa noriem a predpisov (či už národných alebo medzinárodných) vybavené príslušným poistným zariadením. Tým sú vo väčšine prípadov práve poistné ventily. Na ich funkciu sú kladené požiadavky na dokonalú tesnosť až do okamihu otvorenia, rýchle a samočinné otvorenie v prípade prekročenia pracovného tlaku isteného zariadenia, t. j. pri dosiahnutí hodnoty nastaveného otváracieho tlaku a rýchle a samočinné uzatvorenie pri poklese tlaku na určenú hodnotu.

Splnenie, či lepšie povedané nesplnenie týchto požiadaviek má za následok v lepšom prípade zhoršenú ekonomiku prevádzky celého zariadenia, v horšom prípade odstavenie, alebo dokonca haváriu tohto isteného zariadenia. V priebehu doby dochádzalo k postupnému vývoju poistných ventilov, kde prvými typmi boli tzv. závažové. Postupne sa prešlo na ventily pružinové, ktoré sú v súčasnej dobe najviac rozšíreným typom a pre nižšie parametre v centralizovanom zásobovaní teplom a vykurovaní sú úplne dostačujúce.

8.2.3.1 Priamočinné poistné ventily

V oblasti pružinových ventilov LDM ponúka 3 typy ventilov, zodpovedajúce požiadavkám normy ČSN EN ISO 4126-1 a požiadavkám smernice 2014/68/EU (PED). Jedná sa o ventily radu:

a/ PV25, t. j. priamočinné proporcionálne poistné ventily, rohové, prírubové, s uzavretým krytom pružiny. Ventily sa vyrábajú vo svetlostiach (vstup/výstup) DN15/15 až DN200/200 v tlakoch PN16 a PN40. Základným materiálom pre teleso poistného ventilu je liatina (EN-GJL-250) a liata uhlíková (GP240GH/1.0619) resp. nerezová oceľ (GX5CrNi19-10/1.4308). Ventily sú určené pre istenie kvapalín aj plyných látok.

b/ PV61, t. j. priamočinné plnozdvižné poistné ventily, rohové, prírubové, s otvoreným krytom pružiny. Ventily sa ponúkajú vo svetlostiach (vstup/výstup) DN20/32 až DN400/500 v tlakoch PN16, 40, 63 a PN100. Základným materiálom pre teleso poistného ventilu je liatina (EN-GJL-250, resp. EN-GJS-400-18) a liata uhlíková GP240GH/1.0619) resp. legovaná oceľ (13CrMo4-5/1.7335). Ventily sú určené pre istenie plyných látok.

c/ PV63, t. j. priamočinné plnozdvižné poistné ventily, rohové, prírubové, s uzavretým krytom pružiny. Ventily sa dodávajú vo svetlostiach (vstup/výstup) DN20/32 až DN400/500 v tlakoch PN16, 40, 63 a PN100. Základným materiálom pre teleso poistného ventilu je liatina (EN-GJL-250, resp. EN-GJS-400-18) a liata uhlíková GP240GH/1.0619) resp. nerezová oceľ (GX5CrNi19-10/1.4308). Ventily sú určené pre istenie plyných látok.

8.2.3.2. Poistné ventily s prídavným zaťažením

Pre vysokotlakové kotly s veľkým výkonom však bolo nutné vyššie uvedené ventily nahradiť ventilmi s prídavným zaťažením prípadne riadenými poistnými ventilmi, ktoré eliminujú proporcionálne otváranie, ako je tomu pri bežných poistných ventiloch. Typom SiZ 1508, vid'. obr. 8.20 a typom PV 1509 vid'. obr. 8.21, ktoré predstavujú plnozdvižné poistné ventily s prídavným zaťažením, ovládané riadiacim prístrojom RP 5330 sa firma LDM zaradila medzi výrobcov týchto technologicky náročných zariadení.

Celé zariadenie sa skladá z vlastného poistného ventilu, riadiaceho prístroja so zavzdušňovacou sústavou, impulzného potrubia a vzduchového potrubia medzi poistným ventilom a riadiacim prístrojom.

Činnosť zariadenia sa dá veľmi stručne popísať nasledujúcim spôsobom: Pri dosiahnutí otváracieho pretlaku vypustí riadiaci prístroj vzduch z priestoru nad piestom vzduchového valca (tzv. zaťažovací vzduch). Vlastný tlak média potom spolu s tlakom vzduchu pod piestom vzduchového valca (tzv. zdvihový vzduch) zdvihne kuželku okamžite na plný zdvih bez postupného otvárania. Pri poklese tlaku média pod hodnotu otváracieho pretlaku potom naopak zaťažovací vzduch pomáha ventil rýchlo a tesne zatvoriť. V prípade výpadku energie či poruchy riadiaceho prístroja potom ventil pracuje ako klasický pružinový plnozdvižný poistný ventil. Tento núdzový režim práce však podstatnou mierou znižuje jeho životnosť, resp. životnosť jeho tesniacich plôch.

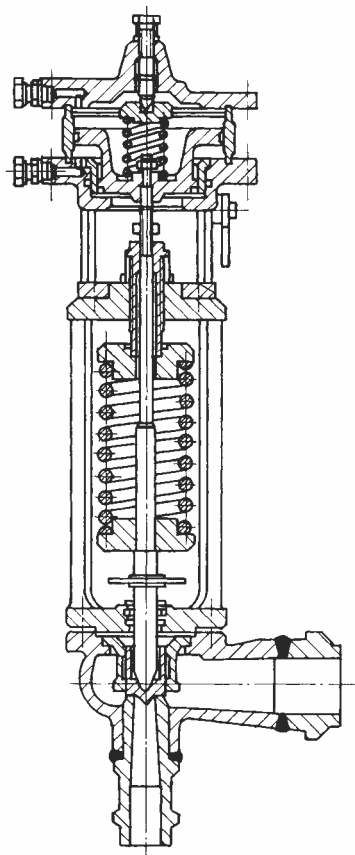
8.2.3.2.1. Poistný ventil SiZ 1508

Vlastná konštrukcia ventilu je prakticky zhodná s konštrukciou plnozdvižného pružinového ventilu, naviac je tu ale osadený vzduchový valec s diferenciálnym piestom.

Výhodami tohto typu poistných ventilov je, že sa vyznačujú vysokou tesnosťou a spoľahlivosťou, možnosťou vyskúšať funkciu ventilu bez toho, aby bolo nutné dosiahnuť hodnotu otváracieho pretlaku (tzv. K-línia), vysokou presnosťou nastavenia otváracieho pretlaku a krátkymi reakčnými časmi, ktoré zabraňujú zbytočným stratám pary a prispievajú tak k vysokej hospodárnosti prevádzky takto isteného zariadenia.

Poistný ventil SiZ 1508 spolu s riadiacim prístrojom RP 5330 zodpovedajú ČSN EN ISO 4126-5:2005 (CSPRS).

Ventily SiZ 1508 sú vyrábané vo svetlostiach DN 25/40 až 350/600 (svetlosti vstupného/výstupného hrdla), pre maximálnu teplotu média 620°C a otváracie pretlaky až 40 MPa (400 bar) v závislosti na svetlosti a priemere sedla. Sú dodávané v prevedení privarovacom, prírubovom alebo kombinovanom, t. j. vstup privarovacie a výstup prírubové pripojenie.



Obr. 8.20. Poistný ventil SiZ 1508

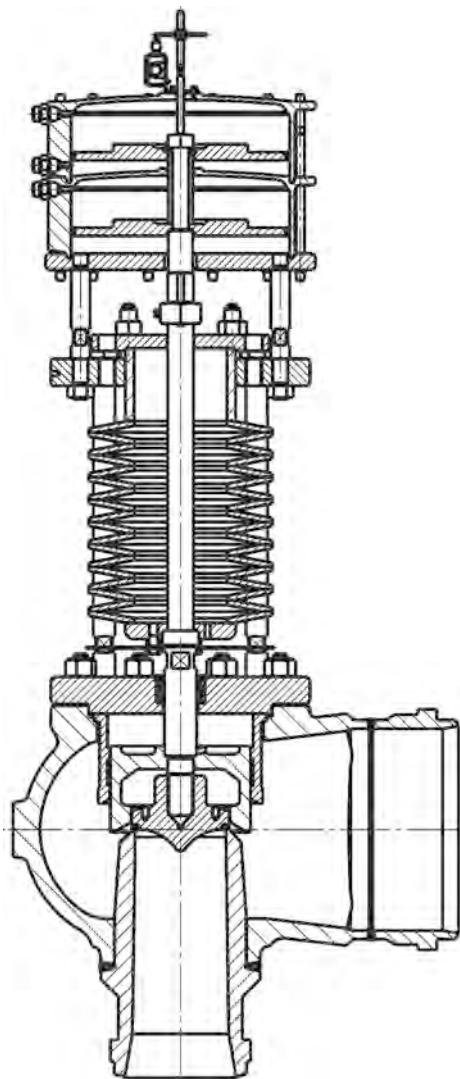
8.2.3.2.2. Poistný ventil PV 1509

Poistný ventil PV 1509, vid'. obr. 8.21, nie je len jednoduchým rozšírením radu poistných ventilov SiZ 1508 do oblasti vyšších výkonov, ale zároveň bolo pri jeho vývoji dosiahnuté pomocou najvyspelejších výpočtových simulačných metód (CFD) vyšších hodnôt prietokových súčiniteľov (K_d). Závery vyplývajúce z výpočtov boli následne ešte overené rozsiahlym programom skúšok, vykonaných v laboratóriu Aerodynamického inštitútu Technickej univerzity v Aachene v Nemecku.

Ventil PV 1509 sa od svojho staršieho (a menšieho) súrodenca SiZ 1508 líši predovšetkým typom pružiny - vzhľadom k veľkosti otváracích síl už bolo potrebné voliť zväzok tanierových pružín, ktoré sú navzájom centrovane pomocou drážok a ložiskových guľčiek. Bola tu upravená aj konštrukcia vzduchového valca. U typu PV 1509 nie je použitý piest diferenciálny ale piest tandemový, kde záťažový vzduch pôsobí na hornú plochu oboch piestov, zatiaľ čo zdvihový vzduch pôsobí len na spodnú plochu horného piestu. Tým je zachovaný rovnaký pomer záťažovej a zdvihovej sily ako pri ventile SiZ 1508.

Ventily PV 1509 sa vyrábajú vo svetlostiach DN 65/100 až DN 350/600 (svetlosť vstupného/výstupného hrdla) pre maximálnu teplotu média až 620°C a otváracie pretlaky až 250 bar v závislosti na svetlosti a priemere sedla. Dodávajú sa v privarovacom, prírubovom alebo kombinovanom prevedení t. j. vstupné hrdlo privarovacie a výstup v prevedení prírubovom.

Rovnako ako ventil SiZ 1508, tvorí ventil PV 1509 jeden celok spolu s riadiacim prístrojom RP 5330. Zodpovedá tak požiadavkám normy ČSN EN ISO 4126-5:2005 (CSPRS).

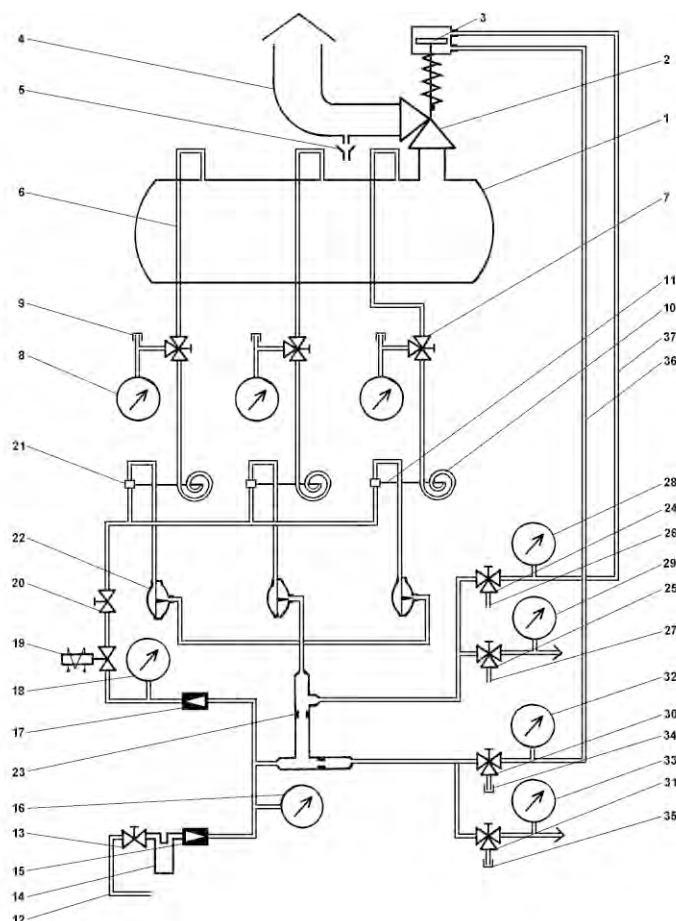


Obr. 8.21. Poistný ventil PV 1509

8.2.3.3. Riadiaci prístroj RP 5330

S ohľadom na stále sa zvyšujúce požiadavky na bezpečnosť zariadení a ekonomiku prevádzky (vrátane revízií zariadení, ich nastavovanie a skúšanie), boli vznesené zo strany zákazníkov požiadavky na nastavovanie hodnoty otváracieho pretlaku riadiaceho prístroja ešte pred uvedením isteného zariadenia do prevádzky a na nastavovanie a skúšanie poistných ventilov za prevádzky, tzn. pri prevádzkovom pretlaku. Z tohto dôvodu bol v LDM vyvinutý nový typ riadiaceho prístroja, označený ako RP 5330. Tento nový typ nielenže plne nahrádza starý typ SiZ 5320, ale navyše ponúka tri odbery tlaku isteného zariadenia (starší typ iba dva), ďalej možnosť vyššie uvedeného nastavenia otváracieho pretlaku ako riadiaceho prístroja, tak aj

poistných ventilov, pre každý ventil oddelenú zavzdušňovaciu sústavu, už zabudovanú v radiacom prístroji a blokovanie prevádzky prístroja pri zavretom impulznom potrubí. Pri zachovaní zhodnosti všetkých hlavných prvkov (s ohľadom na ich zameniteľnosť a predovšetkým pre ich mnohoročnú prevádzkovú spoľahlivosť) tak nový radiaci prístroj umožňuje nasadenie v prostredí s vyššou teplotou (trvale 60°C, po dobu 1 hodiny je to 100°C oproti 50°C u pôvodného prístroja).

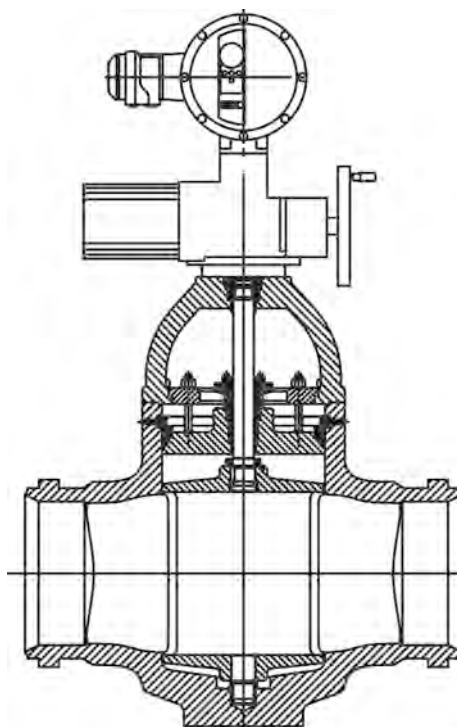


Obr. 8.22. Funkčná schéma radiaceho prístroja RP 5330 a poistného ventilu SiZ 1508

Funkčná schéma radiaceho prístroja RP 5330 a poistného ventilu SiZ 1508 je uvedená na obr. 8.22, kde 1 - istené zariadenie, 2 - poistný ventil, 3 - piest pneumatického valca, 4 - výfukové potrubie, 5 - odvodnenie, 6 - impulzné potrubie, 7 - trojcestný uzatvárací ventil, 8 - tlakomer impulzu, 9 - pripojenie vonkajšieho tlakového zdroja, 10 - šnekové perá, 11 - radiace clony, 12 - tlakovzdušná sieť, 13 - uzatvárací guľový kohút, 14 - filter, 15 - hlavný redukčný ventil (6 až 4 bar), 16 - tlakomer, 17 - redukčný ventil radiaceho vzduchu (4 až 0,6 bar), 18 - tlakomer radiaceho vzduchu, 19 - magnetoventil, 20 - uzatvárací guľový kohút, 21 - vzduchové trysky, 22 - membránové ventily, 23 - škrtiaca clona zaťažovacieho vzduchu, 24 - trojcestný uzatvárací kohút zaťažovacieho vzduchu (1. poistný ventil), 25 - trojcestný uzatvárací kohút zaťažovacieho vzduchu (2. poistný ventil), 26 - vypúšťanie zaťažovacieho vzduchu (1. poistný ventil), 27 - vypúšťanie zaťažovacieho vzduchu (2. poistný ventil), 28 - tlakomer zaťažovacieho vzduchu (1. poistný ventil), 29 - tlakomer zaťažovacieho vzduchu (2. poistný ventil), 30 - trojcestný uzatvárací kohút zdvihového vzduchu (1. poistný ventil), 31 - trojcestný uzatvárací kohút zdvihového vzduchu (2. poistný ventil), 32 - tlakomer zdvihového vzduchu (1. poistný ventil), 33 - tlakomer zdvihového vzduchu (2. poistný ventil), 34 - pripojenie vonkajšieho zdroja zdvihového vzduchu (1. poistný ventil), 35 - pripojenie vonkajšieho zdroja zdvihového vzduchu (2. poistný ventil), 36 - potrubie zdvihového vzduchu, 37 - potrubie zaťažovacieho vzduchu

8.2.4. Regulačný kohút RK 601

Regulačný kohút RK 601, vid'. obr. 8.23, je trojcestná privarovacia armatúra s otočným regulačným orgánom (segmentom), určená k regulácii prietoku/rozdeľovaniu toku príslušného média. Armatúra je dimenzovaná pre tlakovú triedu PN 100, najväčšia doteraz dodaná svetlosť bola DN 450 vstup, resp. DN 450/400 (svetlosť vstupného/výstupného hrdla). Armatúra je prispôbena pre pripojenie elektromechanických pohonov (príruba F14). Vďaka vyspelej konštrukcii - tvar prietokových kanálov a regulačného orgánu, ktoré boli optimalizované pomocou moderných výpočtových simulácií (CFD programy), je možné dosiahnuť vysoké hodnoty prietoku pri nízkych tlakových spádoch. To je však vykúpené nižšou tesnosťou v zatvorenom stave. Kohút je určený pre reguláciu prietoku vody, vodných pár prípadne ďalších médií kompatibilných s materiálom telesa a vnútorných dielov.



Obr. 8.23. Regulačný kohút RK 601

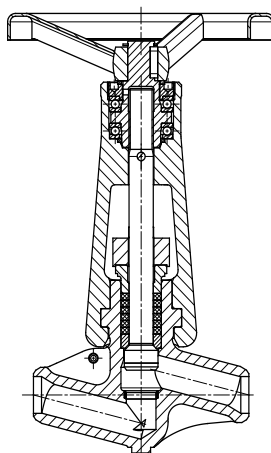
8.2.5. Uzatváracie ventily

8.2.5.1. Uzatváracie ventily UV 526

Uzatváracie ventily UV 526, vid' obr. 8.24, sú jednosedlové dvojcestné ventily, určené k uzatváraní prietoku vody, vodnej pary a ďalších kvapalných a plyných médií v energetike a chemickom priemysle. V prípade použitia tvarovanej (regulačnej) kuželky je možné armatúru použiť aj pre hrubú reguláciu.

Tesniace plochy uzáveru sú vyrobené z tvrdokovu. Kužeľový tvar sedla v kombinácii s guľovým tvarom kuželky zaručuje dobrú tesnosť ventilu. Ventily sú ovládané ručným kolesom alebo viacotáčkovým pohonom (pripojenie F10/B3, resp. F14/B3). Môžu byť dodávané v privarovacom alebo prírubovom prevedení s tesniacimi plochami podľa požiadaviek a potrieb zákazníka.

Ventily UV 526 sú vyrábané vo svetlostiach DN10-65 a tlakových triedach PN 63-250. Zodpovedajú požiadavkám ČSN EN 13709.



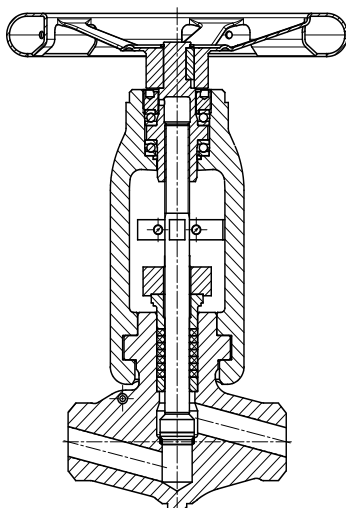
Obr. 8.24. Uzatvárací ventil UV 526 s ručným kolesom

8.2.5.2. Uzatváracie ventily UV 926

Uzatváracie ventily UV 926, vid'. obr. 8.25, sú jednosedlové dvojcestné ventily, určené k uzatváraniu prietoku vody, vodnej pary a ďalších kvapalných a plyných médií v energetike a chemickom priemysle. V prípade použitia tvarovanej (regulačnej) kuželky je možné armatúru použiť aj pre hrubú reguláciu.

Tesniace plochy uzáveru sú vyrobené z tvrdokovu. Kuželový tvar sedla v kombinácii s guľovým tvarom kuželky zaručuje dobrú tesnosť ventilu. Ventily sú ovládané ručným kolesom alebo viacotáčkovým pohonom (pripojenie F10/B3, resp. F14/B3). Môžu byť dodávané v privarovacom alebo prírubovom prevedení s tesniacimi plochami podľa požiadaviek a potrieb zákazníka.

Ventily UV 926 sú vyrábané vo svetlostiach DN10-65 a tlakových triedach PN63-630. Zodpovedajú požiadavkám ČSN EN 13709.



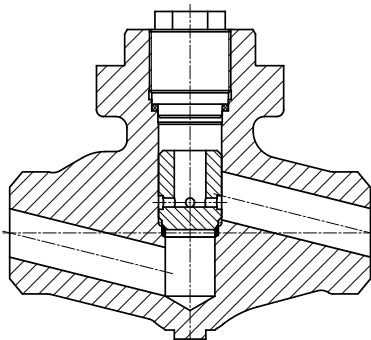
Obr. 8.25. Uzatvárací ventil UV 926 s ručným kolesom

8.2.5.3. Spätné ventily ZV 926

Spätné ventily ZV 926, vid'. obr. 8.26, sú jednosedlové dvojcestné ventily, zaisťujúce prúdenie vody, vodnej pary a ďalších kvapalných a plyných médií požadovaným smerom.

Tesniace plochy uzáveru sú vyrobené z tvrdokovu. Kužeľový tvar sedla v kombinácii s guľovým tvarom kuželky zaručuje dobrú tesnosť ventilu. Môžu byť dodávané v privarovacom alebo prírubovom prevedení s tesniacimi plochami podľa požiadaviek a potrieb zákazníka.

Ventily ZV 926 sú vyrábané vo svetlostiach DN10-65 a tlakových triedach PN63-630. Zodpovedajú požiadavkám ČSN EN 16767.



Obr. 8.26. Spätný ventil ZV 926

8.2.6. Chladienie pary

V energetických procesoch sa para využíva ako zdroj mechanickej práce (turbíny) alebo ako teplonosná látka (výmenníky). Každý z týchto procesov si vyžaduje pre dosiahnutie vyššej účinnosti paru so špecifickými parametrami. Zatiaľ čo pre točivé stroje je potrebná para s vysokým stupňom prehriatia, pre výmenníky tepla je potrebná para blížiac sa bodu nasýtenia. K tejto premene prehriatej pary na paru požadovaných parametrov je potrebné paru chladiť pomocou vstrekovania vody. Tento zdanlivo jednoduchý proces je ale pomerne zložitý, pretože vedie k dočasnému dvojfázovému prúdeniu a vyžaduje si špecifický prístup podľa konkrétnych parametrov.

8.2.6.1. Systémy chladienia

V súčasnej dobe sa používajú dva základné systémy rozprašovania vstrekovanej vody. Jedná sa o mechanické rozprašovanie alebo rozprašovanie pomocou kinetickej energie pary.

Mechanické rozprašovanie ďalej môžeme deliť na trysky s premenlivou plochou, alebo trysky s fixnou geometriou. Pri použití kinetickej energie pary sa väčšinou jedná o Lavalovu trysku, u ktorej je k rozprášeniu použitá externe privedená atomizačná para, alebo sa využíva kinetická energia chladenej pary, ktorá je urýchlená v zúženom hrdle chladiča. Toto riešenie má nevýhodu v podobe vyššieho tlakového spádu chladiča.

Každý z týchto systémov má svoje opodstatnenie v závislosti na požadovaných parametroch chladienia.

8.2.6.2. Vplyv jednotlivých parametrov na účinnosť chladienia

Rýchlosť pary: pri vyšších rýchlostiach pary je dosiahnutá lepšia atomizácia (rozpad) vstrekovanej vody, čím sa navýši teplovýmenná plocha medzi parou a vodou. Prenos tepla je tiež pozitívne ovplyvnený väčším gradientom rýchlostí a lepším rozvírením vody. Nevýhodou vyšších rýchlostí sú nároky na dlhší rovný úsek parného potrubia a väčšia vzdialenosť čidla teploty za miestom vstrekovania.

Teplota vstrekovanej vody: voda s vyššou teplotou má nižšie povrchové napätie, čím dochádza k ľahšiemu rozpadu vody, zároveň je aj skrátený čas ohrevu vody na teplotu sýtosti. Teplota

vstrekovanej vody ale musí byť minimálne o 5 °C nižšia ako teplota sýtosti z dôvodu zníženia rizika flashingu vo vstrekovom ventile alebo v tryske.

Teplota pary po schladení: výhodou vyššej teploty pary po schladení je vyšší rozdiel medzi požadovanou teplotou pary a teplotou varu vstrekovanej vody.

Tlakový spád na tryske: pri vyššom tlakovom spáde dochádza k jemnejšiemu rozprášeniu vody a tým k nárastu teplovýmennej plochy. Nevýhodou je väčšie riziko poškodenia trysky.

Rozmer parovodu: pri menších dimenziách parovodu hrozí riziko dopadu kvapiek vstrekovanej vody na stenu parovodu a tým k zníženiu účinnosti chladenia. Dopadajúce kvapky vody tiež negatívne ovplyvňujú životnosť parovodu, preto je doporučené použiť v mieste vstreku silnostenný parovod, prípadne vnútornú ochrannú rúrku (košielku).

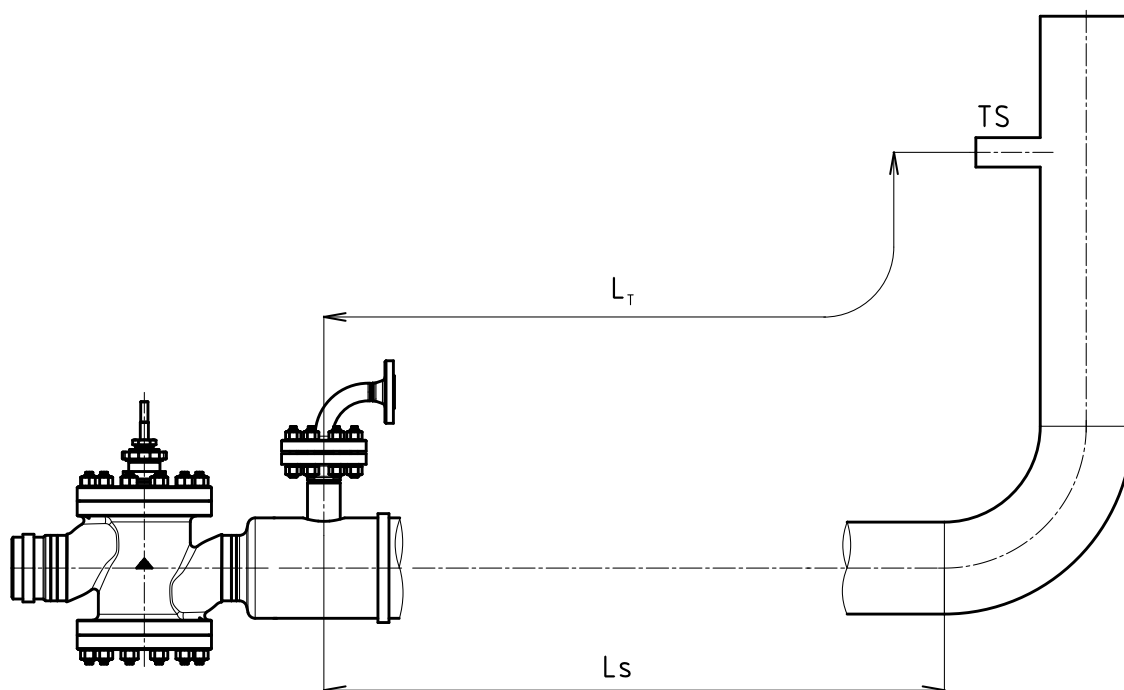
8.2.6.3. Meranie teploty

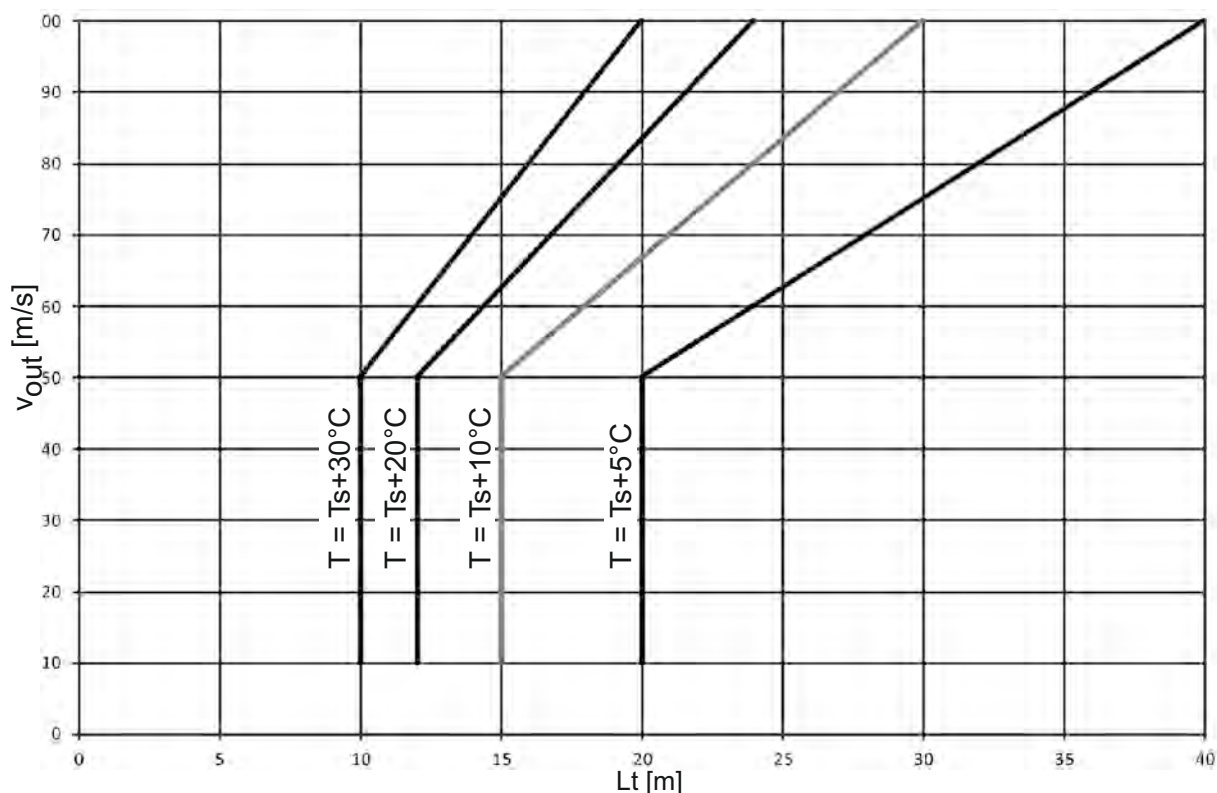
V závislosti na vyššie uvedených údajoch musí byť vhodne navrhnuté výstupné potrubie a umiestnenie čidla merania teploty. Je doporučené čidlo teploty umiestniť až za ohyb parovodu v minimálnej vzdialenosti 10 m od miesta vstrekovania, konkrétna vzdialenosť musí byť navrhnutá s ohľadom na všetky parametre chladenia. Pri teplote výstupnej pary vyššej než 30 °C nad teplotou sýtosti je možné použiť zjednodušený výpočet len na základe rýchlosti výstupnej pary.

$$L_T = v_{OUT} \cdot t$$

$$L_S = \frac{L_T}{2}$$

L_T [m]	požadovaná minimálna vzdialenosť čidla teploty od miesta vstrekovania
L_S [m]	požadovaná minimálna dĺžka priameho úseku za miestom vstrekovania
v_{OUT} [m/s]	rýchlosť výstupnej pary
t [s]	čas odparenia (pri $T \geq T_s + 30$ °C je $t = 0,2$ s)
T [°C]	výstupná teplota pary
T_s [°C]	teplota sýtosti





Obr. 8.27. Graf vzdialenosti čidla teploty pri teplotách blížiacich sa k teplote sýtosti.

Chladienie blízke teplote sýtosti je veľmi problematické, pretože tu takmer vždy vzniká dvojfázové prúdenie pary a vody, takže väčšina vstrekovanej vody zostáva neodparená. Čiastočky neodparenej vody potom negatívne ovplyvňujú presnosť merania dopadom na čidlo teploty, čo môže mať za následok zaplavenie alebo naopak prehrievanie parovodu. V prípade chladienia na teplotu blízku teplote sýtosti je nutné riadiť vstrekované množstvo na základe bilančného výpočtu s dostatočne veľkým prestrekom dosahujúcim 30%. Toto riešenie sa väčšinou uplatňuje u By-pass staníc, kde je výstup zaústený do kondenzátora, u ktorého neodparená časť vody nemá negatívny vplyv na funkciu kondenzátora.

Typ	Vstrekované množstvo		Rozmer parovodu		Minimálna požadovaná rýchlosť pary [m/s]	Tlakový spád trysky	
	Min [kg/h]	Max [kg/h]	Min	Max		Min [bar]	Max [bar]
VH	500 *)	9500 *)	DN150	-	8	2	15
VHF	5 *)	1680 *)	DN80	-	8	1	70
VHP	0	5500	DN150	-	3	0	15
CHR	500 *)	9500 *)	DN200	DN600	6	2	15
CHPF	5 *)	1680 *)	DN40	DN200	8	1	70
CHPE	0	podľa DN	DN40	DN200	10	0	15

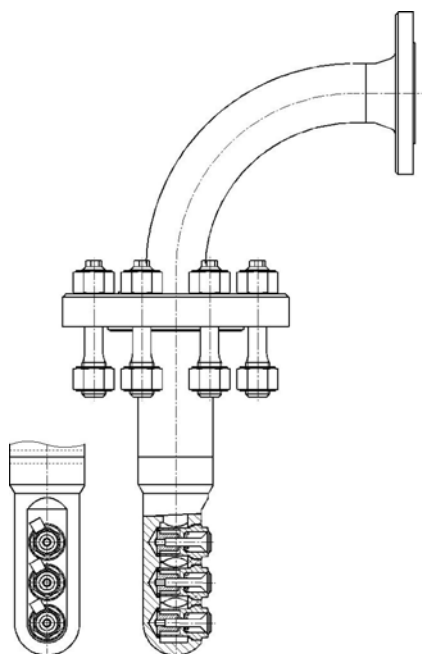
*) množstvo / tryska

Tab. 8.3. Zariadenia pre chladienie pary vyrábané firmou LDM

8.2.6.4. Vstrekovacia hlava VH

Vstrekovacia hlava VH, vid'. obr. 8.28, môže byť osadená jednou až tromi tryskami s variabilnou plochou, pracujúcimi na mechanickom spôsobe rozprašovania. Pri vstrekovaní dochádza ku zmene prietokovej plochy v závislosti na vstrekovanom množstve. Použité konštrukčné riešenie vedie k nárastu výkonového rozsahu pri zachovaní potrebnej kvality rozprášenja vstrekovanej vody.

VH parametre:	1 až 3 trysky	
Q_{vody} :		0,5 – 9,5 t/h / tryska
minimálny rozmer parovodu:		DN150
minimálna funkčná rýchlosť v parovode:		8 m/s
tlakový spád na tryske:		2 až 15 bar

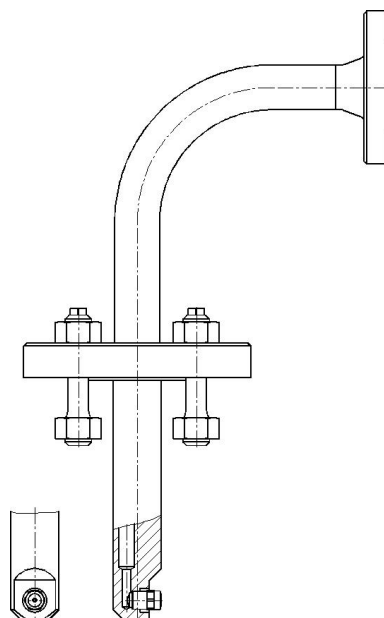


Obr. 8.28. Vstrekovacia hlava VH

8.2.6.5. Vstrekovacia hlava VHF

Vstrekovacia hlava VHF, vid'. obr. 8.29, môže byť osadená jednou až tromi tryskami s fixnou plochou, pracujúcimi na mechanickom spôsobe rozprašovania. Ku vstrekovaniu vody sa používajú dva typy trysiek s fixnou geometriou. Typ H slúži pre vstrekovanie väčšieho množstva vody, kde je vytvorený plný kužeľ z väčších kvapiek vstrekovanej vody. Typ N využíva vysoký tlakový spád v tryske pre veľmi jemné rozprášenie vstrekovanej vody. Vzhľadom k použitej technológii vstrekovania sa tieto typy trysiek nedoporučuje používať pre regulačný pomer väčší ako 1:4.

VHF parametre:	1 až 3 trysky	
Q_{vody} :		5 – 950 kg/h / tryska
minimálny rozmer parovodu:		DN 80
minimálna funkčná rýchlosť v parovode:		8 m/s
tlakový spád na tryske:		1 až 70 bar

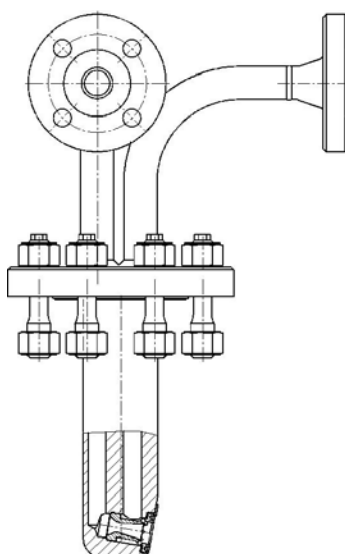


Obr. 8.29. Vstrekovacia hlava VHF

8.2.6.6. Parná vstrekovacia hlava VHP

Vstrekovacia hlava parná VHP, vid'. obr. 8.30, je zariadenie využívajúce k rozprášeniu vstrekovanej vody kinetickú energiu pary. Prúd pary je urýchlenný v Lavalovej dýze, za jej hrdlom je vstrekovávaná chladiaca voda. Toto usporiadanie je vhodné pre aplikácie s požiadavkou na malé množstvo vstrekovanej chladiacej vody, obmedzené len regulačným rozsahom predradeného vstrekovacieho ventilu. Podmienkou aplikácie VHP je vhodný zdroj atomizačnej pary s dostatočným tlakom.

VHP parametre:	1 tryska	
Q_{vody} :		0 – 5,5 t/h / tryska
minimálny rozmer parovodu:		DN150
minimálna funkčná rýchlosť v parovode:		3 m/s
tlakový spád na tryske:		0 až 15 bar

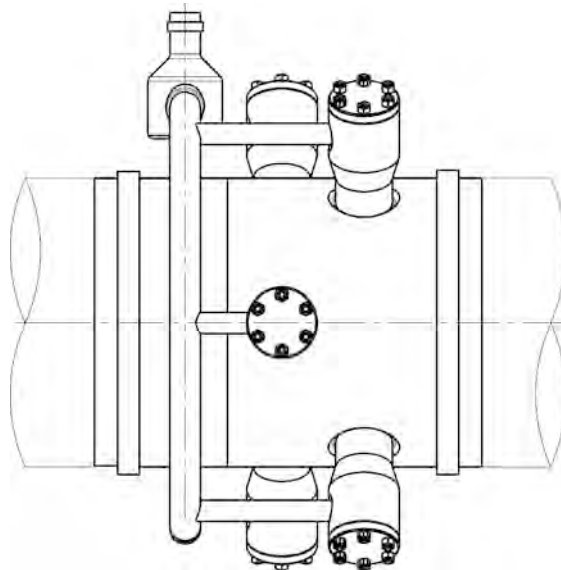


Obr. 8.30. Vstrekovacia hlava parná VHP

8.2.6.7. Radiálny chladič CHR

Radiálny chladič CHR, vid'. obr. 8.31, využíva k rozprášeniu vstrekovanej vody trysky rovnakej konštrukcie ako hlava VH. Chladiaca voda je vstrekovávaná kolmo na os parného potrubia, čo vedie k sekundárnemu rozprášeniu vstrekovanej vody spôsobeného väčším gradientom rýchlosti medzi parou a vstrekovanou vodou. CHR sa predovšetkým využíva ako súčasť By-pass staníc v spojení s RS 702 a RS 902, alebo ho je možné použiť aj samostatne.

CHR parametre:	2 až 6 trysiek	
Q_{vody} :		0,5 – 9,5 t/h / tryska
minimálny rozmer parovodu:		DN200
minimálna funkčná rýchlosť v parovode:		6 m/s
tlakový spád na tryske:		2 až 15 bar



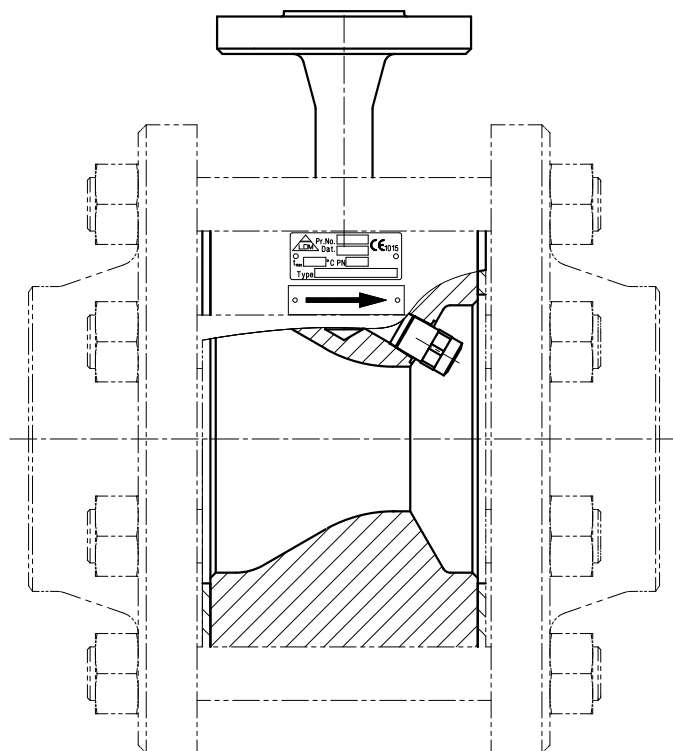
Obr. 8.31. Radiálny chladič CHR

8.2.6.8. Chladič pary CHPF

Chladič pary CHPF, vid'. obr. 8.32, je osadený tryskou s fixnou plochou pracujúcou na mechanickom spôsobe rozprašovania. Ku vstrekovaniu vody sa používajú dva typy trysiek s fixnou geometriou. Typ H slúži pre vstrekovanie väčšieho množstva vody, kde je vytvorený plný kužeľ z väčších kvapiek vstrekovanej vody. Typ N využíva vysoký tlakový spád v tryske pre veľmi jemné rozprásenie vstrekovanej vody. CHPF môže byť osadený jednou alebo aj viacerými tryskami podľa DN chladiča a požadovaného výkonu.

Vzhľadom k použitej technológii vstrekovania sa tieto typy trysiek nedoporučuje používať pre regulačný pomer väčší ako 1:4.

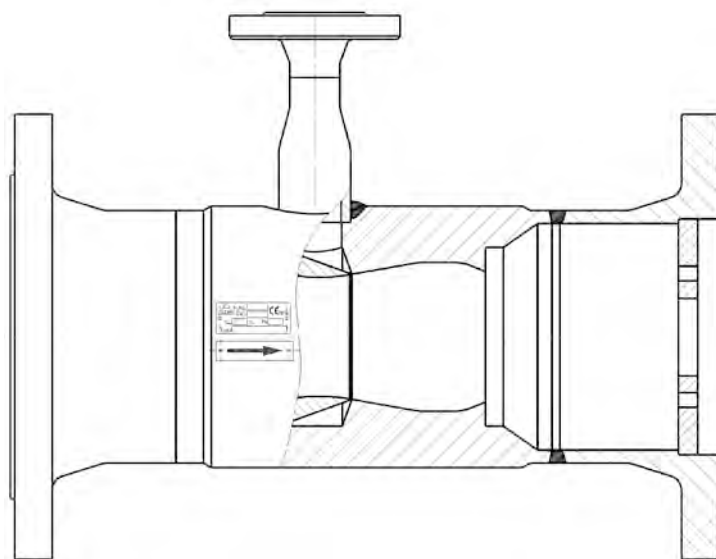
CHPF parametre:	1 až N trysiek	
Q_{vody} :		5 – 950 kg/h / tryska
rozmer parovodu:		DN40 - 200
minimálna funkčná rýchlosť v parovode:		8 m/s
tlakový spád na tryske:		1 až 70 bar



Obr. 8.32. Chladič pary CHPF

8.2.6.9. Ejektorový chladič pary CHPE

Ejektorový chladič pary CHPE, vid'. obr. 8.33, pracuje na rovnakom princípe ako vstrekovacia hlava VHP s tým rozdielom, že nie je potrebný zdroj atomizačnej pary. Vstrekovaná voda je rozprášená pomocou kinetickej energie chladenej pary urýchlenej v zúženom hrdle CHPE. Pre zvýšenie účinnosti chladenia je na výstupe umiestnená clona, na ktorej dochádza k sekundárnemu rozprášeniu kvapiek vstrekovanej vody. Nevýhodou tohto chladiča je pomerne veľká tlaková strata chladenej pary pri vyšších rýchlostiach pary.



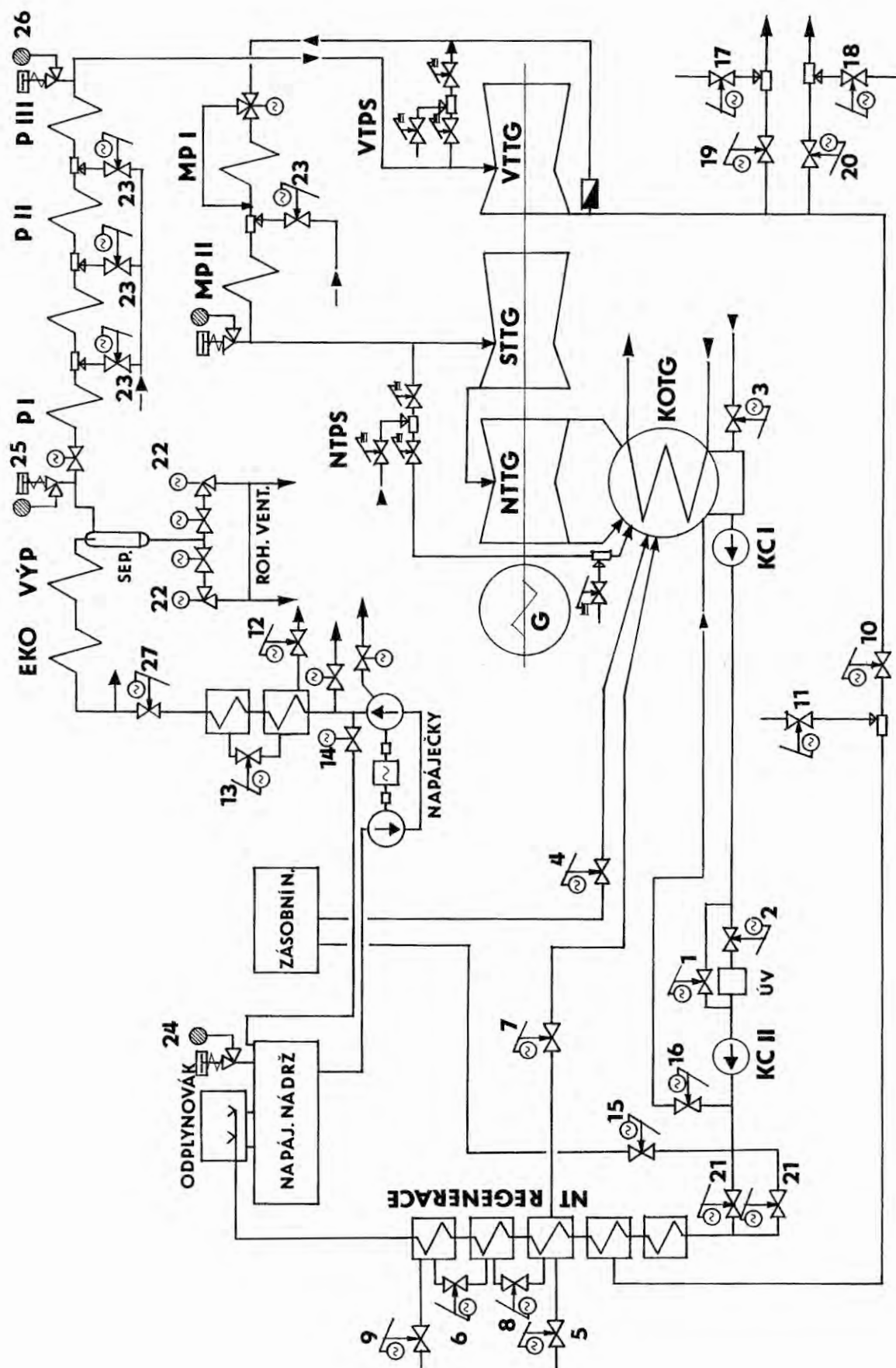
Obr. 8.33. Ejektorový chladič pary CHPE

8.3. Umiestnenie ventilov LDM na bloku uhoľnej elektrárne

Na zjednodušenej schéme 200 MW výrobného bloku tepelnej elektrárne, vid'. obr. 8.34, je názorná ukážka praktického použitia ventilov LDM pre energetiku. V nasledujúcej tabuľke 8.4 je legenda k pozíciám na obr. 8.34.

Pozícia	Typ	DN	Použitie
1	RV 220 / G 45 115 516	300	Obtok BÚK
2	RV 220 / G 45 115 516	300	Obtok SF
3	RV 220 / RV 701	100	Demi voda do kondenzátora
4	RV 220 / G 45 115 540	200	Doplňovanie kondenzátora zo ZN
5	RV 220 / RV 701	150	Recirkulácia PČ
6	RV 220 / RV 701	100	Kondenzát z NTO5 do NTO4
7	RV 220 / G 45 115 540	200	Kondenzát z NTO3 do kondenzátora
8	RV 220 / RV 701	150	Kondenzát z NTO4 do NTO3
9	RV 220 / RV 701	150	Kondenzát z NTO5 do EPK
10	RV 220 / G 45 115 540	300	RS pary na POV
11	RV 220 / RV 701	15	Vstrek chladiacej vody RS POV
12	RV 220 / RV 701	100	Kondenzát z VTO1 do EPK
13	RV 701	100	Kondenzát z VTO2 do VTO1
14	RV 220 / RV 701	150	Kondenzát z VTO1 do NNV
15	RV 220	100	Doplňovanie ZN
16	RV 220 / G 40 115 540	200	Obtok KC II
17	RV 220 / RV 701	25	Vstrek RCHS
18	RV 220 / RV 701	15	Vstrek malej RCHS
19	G 46 125 5100	200 / 300	RCHS
20	RV 702	100 / 200	RCHS malá
21	RV 220 / G 45 125 540	300	Regulácia hladiny NNV
22	G 93 225 2400 / G 92 225 2400	150	Nabíhací ventil
23	RV 805	50	Vstrek VT a ST prehrievák
24	IPV SiZ 1508	300 / 500	NNV
25	IPV SiZ 1508	50 / 80	VT okruh, výparník
26	PV 1509	125 / 250	VT okruh, prehrievák
27	G 47 125 2500	300	Napájací ventil

Tab. 8.4. Legenda zariadení 200 MW bloku



Obr. 8.34. Použitie ventilov LDM na elektrárenskom bloku 200 MW

8.4. Armatúry pre jadrovú energetiku

8.4.1. Požiadavky na armatúry

Čo sa týka funkcie, nie je podstatný rozdiel medzi armatúrou pracujúcou v klasickej a jadrovej energetike. Rozdiel je však nie len v pracovnom médiu, ale hlavne v požiadavkách na životnosť a spoľahlivosť. Všeobecne musí armatúra pre použitie v jadrovej energetike spĺňať nasledovné požiadavky:

- dokonalá pevnosť a nepriepustnosť voči vonkajšiemu okoliu
- životnosť (u telesa bežne až 30 rokov) vrátane únavy materiálu
- korózna odolnosť voči pracovnej látke a okolitému prostrediu
- vhodný a spoľahlivý pohon
- seizmická odolnosť

Z tohto dôvodu podlieha konštrukcia ventilu pre jadrovú energetiku celému radu miestnych a medzinárodných predpisov, ktoré na základe pracovnej látky a jej parametrov a na základe umiestnenia príslušnej armatúry v elektrárni rozdeľujú armatúry do tried a pre príslušné triedy v prvom rade určujú:

- typ použitého materiálu (jedná sa o rôzne druhy ocelí presne určeného chemického zloženia a mechanických vlastností)
- typ upchávk (grafit, čistý grafit, PTFE, vlnovec)
- materiál tesnenia (grafit, čistý grafit, PTFE, hrebeňové tesnenia)
- pripojovacie rozmery a spôsob pripojenia (takmer výlučne privarovacie prevedenie)
- parametre zaťaženia pre výpočty pevnosti

V prípade dodávky armatúr pre jadrové elektrárne je potrebné splniť okrem základných technických požiadaviek na tieto armatúry, ako sú napr. vyhlášky SUJB ČR 329/2017 a 358/2016 a predpisy NDT A.S.I. (v prípade ČR), vyhlášky UJD SR 430/2011 a 431/2011 (v prípade SR), OTT-87/91 (v prípade Ruska a krajín bývalého ZSSR), ASME BPVC Section III, Division 1 (u elektrární postavených na základe predpisov/certifikácií NRC USA) a ďalšie technické, organizačné a bezpečnostné požiadavky vyplývajúce z jednotlivých národných predpisov a zákonných ustanovení.

8.4.2. Požiadavky na konštrukciu

Pre splnenie všetkých požiadaviek, kladených na armatúru pre jadrovú energetiku a vyplývajúcich z vyššie uvedených dokumentov, je nutné už vo fáze konštrukcie posúdiť všetky možné kombinácie prevádzkových a havarijných podmienok. Pomocou výpočtovej techniky a schválených programov sú potom vykonávané výpočty pevnosti / napätí a životnosti armatúr pre predpísané stavy (normálna prevádzka, havária typu LOCA, HELB, maximálne projektové zemetrasenie a tiež ich kombinácie).

8.4.3. Požiadavky na výrobu

Z nárokov kladených na vlastné armatúry vyplýva aj veľa požiadaviek na samotného výrobcu príslušnej armatúry. Všeobecne platí, že výrobca vrátane dodávateľov polotovarov pre výrobu vybraných častí armatúry musia byť držiteľmi príslušného oprávnenia pre túto výrobu. Výroba potom musí prebiehať podľa dokumentácie schválenej príslušným orgánom štátneho dozoru nad jadrovou bezpečnosťou a v priebehu výroby prebieha prebierka vybraných častí, po skončení výroby skúška a prebierka príslušnej armatúry a rozsahu zodpovedajúcemu

zaradeniu armatúry do príslušnej bezpečnostnej triedy. Výsledky všetkých predpísaných skúšok musia byť uvedené v sprievodnej dokumentácii, tzv. pasporte armatúry.

8.4.4. Typy ventilov pre jadrovú energetiku

Na jadrových elektrárňach je nasadená väčšina z typov ventilov uvedených v predchádzajúcej časti príspevku. Jedná sa však o materiálové modifikácie, upravené podľa príslušných predpisov, ktoré boli vyrábané podľa zvláštnych, vopred odsúhlasených technických podmienok a pri dozore a prebierke príslušných orgánov alebo odberateľa. Napriek tomu by sme však radi vyzdvihli dve armatúry, ktoré sú v jadrových elektrárňach nasadené v sériách, rádovo v desiatkach až stovkách kusov. Jedná sa o poistné ventily typu SiZ 1508 a uzatváracie ventily typu A 10. V súčasnosti sa však na jadrových elektrárňach objavujú aj ďalšie rady ventilov z produkcie LDM, predovšetkým ventily radu RV 2xx, RV 3xx, RV 7xx, UV 526, UV 926 a poistné ventily typu PV 63 a PV 1509.

9. POHONY REGULAČNÝCH VENTILOV

Neoddeliteľnou súčasťou regulačného ventilu je jeho pohon. Rovnakou mierou, ako sa zvyšuje požiadavka na presnosť, rýchlosť a spoľahlivosť regulačných ventilov, rastú aj nároky na ich pohony. Dnešné pohony regulačných armatúr už len málokedy vystačia s trojbodovým riadením, naopak je stále viac požadovaná spojitá regulácia s presným definovaním polohy ventilu. Nemalý význam má aj havarijná funkcia pohonu, ktorá umožňuje podľa zapojenia prestaviť pri výpadku energie ventil do požadovanej polohy, väčšinou do polohy zatvorené.

9.1. Základné rozdelenie pohonov armatúr

Pohony armatúr je v zásade možné rozdeliť na základe rôznych hľadísk do niekoľkých nasledujúcich kategórií.

- pohony elektrické, kde súčasťou pohonu je priamo elektromotor. Ten môže byť jednosmerný (24 V) aj striedavý v jedno, alebo v trojfázovom prevedení. Elektrické pohony sa pre regulačné ventily najčastejšie dodávajú v priamom prevedení, kedy je prevod medzi rotačným pohybom elektromotora a priamym pohybom tiahla ventilu už zabudovaný do pohonu, v prevedení viacotáčkovom, kde je nutné medzi pohon a ventil zaradiť ešte lineárnu jednotku, alebo vytvoriť pohybový závit na tiahle ventilu a súčasne zaberajúcu maticu potom vytvoriť v pohone, alebo na špeciálnom strmeni vo veku ventilu, alebo v prevedení jedno, alebo iba štvrťotáčkovom. Poslednému uvedenému prevedeniu zodpovedajú pohony pákové. Pohony môžu byť vybavené širokou radou signalizačných a koncových spínačov, momentových (alebo silových) vypínačov, vysieláčov polohy a ďalšieho príslušenstva. Výhodou elektrických servomotorov je možnosť napájania z bežnej siete, možnosť pracovať v rôznej polohe a vybavenie pohonu ručným ovládaním, široká ponuka príslušenstva, možnosť práce v spojitom (v regulačnej slučke), alebo nespojitom režime riadenia a vysoká presnosť regulácie. U viacotáčkových pohonov potom tiež možnosť realizácie prakticky "neobmedzeného" zdvihu. Nevýhodou je vyššia cena, pomerne vysoká zložitosť pohonu a mnohokrát aj veľká hmotnosť. Ďalšou nevýhodou je nevhodnosť týchto pohonov pre prácu vo výbušnom prostredí. To je síce v mnohých prípadoch eliminované možnosťami použitia pohonu v tzv. Ex prevedení, ktoré je však opäť vykúpené vyššou cenou. Pohony menších veľkostí (a výkonov) nemajú unifikované pripojenie, väčšie pohony sú dnes takmer výlučne dodávané s pripojovacou prírubou podľa ISO 5210, čo umožňuje použiť pre jeden ventil viac druhov pohonov rôznych typov a výrobcov.
- pohony pneumatické, kde je pohon tvorený vzduchovým valcom s piestom a membránou. V jednom smere je ventil tlačný zväzkom pružín, zatiaľ čo v druhom smere je pohyb zaručený meniacim sa tlakom vzduchu. Ako vyplýva z princípu funkcie, jedná sa o pohony priame. Výhodou pneupohonu je jeho pomerná jednoduchosť, nízka hmotnosť a cena. Nezanedbateľnou výhodou je tiež jeho havarijná funkcia, ktorú je možné veľmi jednoducho zmeniť otočením pohonu a jeho vhodnosť do prostredia s nebezpečenstvom výbuchu. Nevýhodou je náročnosť na čistotu ovládacieho média a jeho rozvodu a z toho vyplývajúce obmedzenia parametrov prostredia, v ktorých pohon môže pracovať (kondenzácia a namákanie vlhkosti v ovládacom vzduchu). Ďalšou nevýhodou je pomerne nízka osová sila a tiež obmedzený zdvih pohonu. Otázka zväčšenia osovej sily sa rieši tzv. tandemovým (dvojnásobným, alebo dokonca trojnásobným sériovým radením pohonu), poprípade zväčšením plochy piestu. Obidve tieto opatrenia však značne zvyšujú ako váhu, tak aj cenu pohonu. Ďalšou nevýhodou vzhľadom k chýbajúcej priamej mechanickej väzbe je potom pomerná mäkkosť pohonu (zdvih pohonu je značnou mierou ovplyvnený skutočnými silovými pomermi na ventile). Tento jav možno eliminovať tzv. "pozicionérom".

- pohony hydraulické, ktoré pracujú buď na rovnakom princípe ako vyššie popísané pohony pneumatické, alebo na princípe piestu, ktorý je zaťažovaný kvapalinou striedavo z oboch strán. Tieto pohony môžu byť prevedené ako kompaktné, t. j. pracovná časť pohonu aj príslušné olejové hospodárstvo sú umiestnené na spoločnej základni a montované ako komplet priamo na ventil. Druhým variantom je prevedenie, kde je na armatúre osadený len akčný člen pohonu, t. j. pracovný piest a olejové hospodárstvo je umiestnené oddelene. Celé zariadenie je potom prepojené tlakovými hadicami a armatúra vrátane potrubia nie je zaťažovaná nadmernou hmotnosťou zariadenia.
- pohony elektrohydraulické, ktoré sú tvorené hydraulickým valcom a vlastným elektrickým čerpadlom a spájajú tak prednosti elektrických a hydraulických pohonov, t. j. jednoduché napájanie, jednoduchá konštrukcia, ľahko realizovateľná havarijná funkcia. Nevýhodou je ich malá záverná sila, daná silou vnútornej pružiny.

9.2. Pohony pre ventily LDM

Jednotlivé typy budú podrobnejšie popísané na vzorových prípadoch pohonov, pre informáciu čitateľov je v tab. 9.1. uvedený stručný prehľad pohonov, ktoré firma LDM používa.

Výrobca	Označenie pohonu	Typ	Typ ventilu
LDM	ANT 3-5	E	RV 111
	ANT 3-11	E	RV 122
	ANT 40	E	RV 113, RV 2xx
ZPA Nová Paka	PIKO 524 65	E	RV 102, 103
	MIKRO 655	E	RV 102, 103
	MIDI 660	E	RV 2xx, RV 3xx
	Zepadyn 670	E	RV 2xx, RV 3xx
	Zepadyn 671	E	RV 2xx, RV 3xx
Ekorex	PTN 1	E	RV 102, 103
	PTN 2	E	RV 102, 103, RV 113, RV 2xx, RV 3xx
	PTN 6, PTN 7	E	RV 2xx, RV 3xx
	PPN 2	E	GK
ZPA Pečky	Modact MTN	E	RV 2xx, RV 3xx
	Modact MTN Control	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 80x
	Modact MTNED	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 80x
	Modact MPS	E	G 45, 46, 47
	Modact MPS Control	E	G 45, 46, 47
	Modact MPR Variant	E	G 45, 46, 47
	Modact MON	E	G 92, G 93, UV 526, 926
	Modact MON Control	E	G 92, G 93, UV 526, 926
Regada Prešov	Isomact ST0, ST0.1	E	RV 2xx, RV 3xx
	Isomact ST1, ST1 Ex	E	RV 2xx, RV 3xx
	Isomact ST2, STR2	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RS 70x
	Modact MTR	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x
	Modact MT, MT-Ex	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x
	Unimact UL, ULR	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x
Siemens	SAX 31, 61, 81	E	RV 102, 103, RV 113, RV 2xx
	SSC 31, 61, 81	E	RV 111
	SAS 31, 61, 81	E	RV 111
	SKD 32, 62, 82, 60	EH	RV 102, 103, RV 113, RV 2xx
	SKB 32, 62, 82, 60	EH	RV 113, RV 2xx
	SKC 32, 62, 82, 60	EH	RV 113, RV 2xx
Johnson Controls	VA 77xx	E	RV 102, 103
	VA 7810	E	RV 102, 103, RV 2xx
	RA 3000	E	RV 2xx
	FA 2000	E	RV 2xx
	FA 3300	E	RV 2xx

Výrobca	Označenie pohonu	Typ	Typ ventilu
Honeywell	ML 642	E	RV 102, 103, RV 2xx
	ML 742	E	RV 102, 103, RV 2xx
Belimo	NV	E	RV 102, 103, RV 113, RV 2xx
	SV, EV, RV	E	RV 113, RV 2xx
Sauter	AVM	E	RV 111
	AVM (SUT)	E	RV 111
Schiebel	rAB3	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, UV 526, 926
	rAB5	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 80x, UV 526, 926
	rAB8	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 80x, UV 526, 926
	rAB18	E	RV 90x
Auma	SA (R; Ex) 07.2	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 80x, UV 526, 926
	SA (R; Ex) 07.6	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 80x, UV 526, 926
	SA (R; Ex) 10.2	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 80x, UV 526, 926
	SA (R; Ex) 14.2	E	RV 90x, UV 526, 926
SIPOS Aktorik	SIPOS 7	E	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 90x, UV 526, 926
PS Automation	PSL	E	RV 113, RV 2xx, RV 3xx
	PSF	E	RV 113, RV 2xx
Flowserve	PA 253	P	RV 2xx, RV 3xx
	PB 503, PB 701	P	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x
	PO/PB 1502, PO/PB 3002	P	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x, RV 90x
A.Hock	2109	P	RV 2xx, RV 3xx
	2112 (T), 2116 (T)	P	RV 2xx, RV 3xx, RV 70x

Tab. 9.1. Prehľad pohonov ventilov používaných LDM

V tabuľke 9.1 znamenajú skratky u typu pohonu nasledujúce:

E - elektromechanický pohon

EH - elektrohydraulický pohon

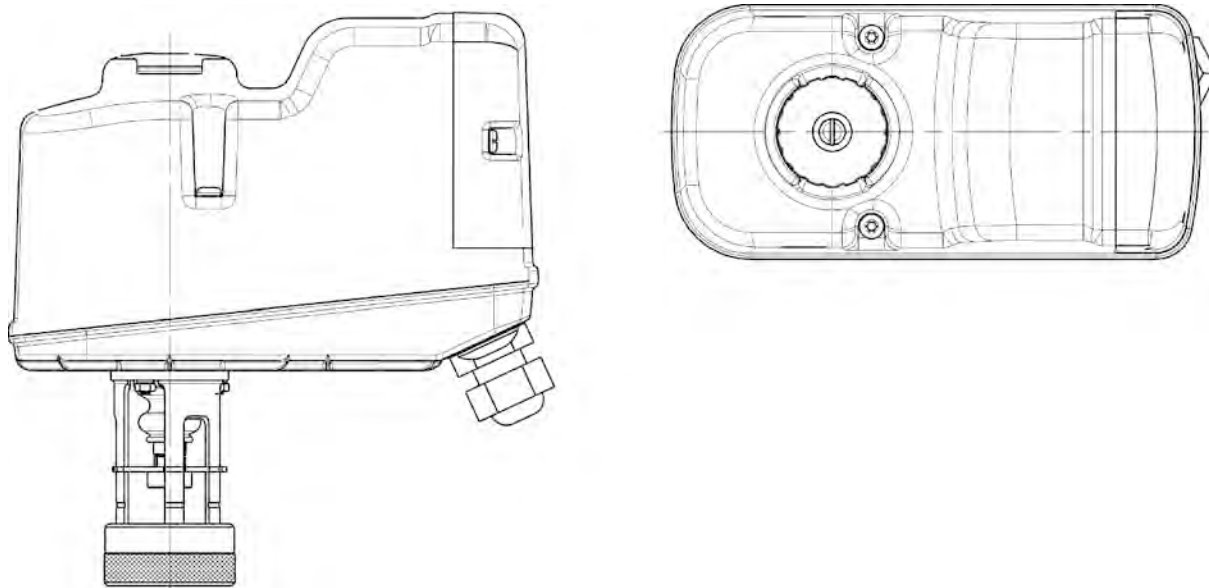
P - pneumatický pohon

Za zmienku ešte stojí, že niektoré dodávané pohony (niektoré typy pohonov Siemens a Belimo) sú v tzv. OEM prevedení LDM, t. j. odlišujú sa farebným prevedením a označením (logo LDM).

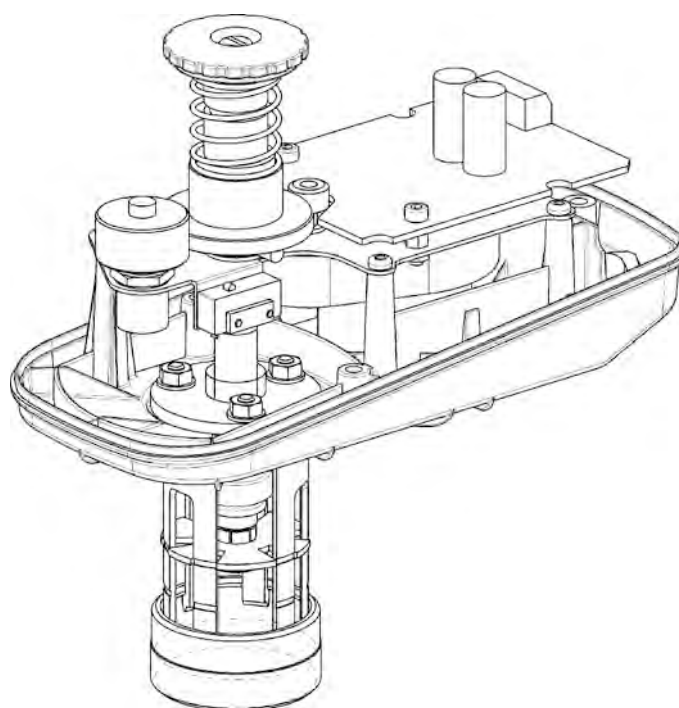
9.3. Elektrické pohony priamočiare

Vo firme LDM patria elektrické pohony medzi najpoužívanéjšie ovládania regulačných a uzatváracích armatúr.

K týmto pohonom tiež patria zatiaľ jediné vlastné produkty LDM v oblasti pohonov, typy ANT3-5 a ANT3-11. Jedná sa o priamočiare tlačné pohony, určené pre ovládanie ventilov vybavených spätnou pružinou (RV 111, RV 122). Pripojenie na ventil zabezpečuje nulovú vôľu medzi tiahlom ventilu a vretenom pohonu a tým je tiež daná dokonalá regulačná schopnosť aj pri minimálnych zmenách polohy. Pohony sú tzv. samoadaptívne, krajné polohy sú obmedzené vlastným zdvihom ventilu a pohon nevyžaduje na ventile žiadne nastavovanie. Môžu byť ovládané 3-bodovo, alebo spojitým napäťovým či prúdovým signálom. Verzia označená písmenami SC obsahuje elektronicky riadenú núdzovú funkciu, zabezpečujúcu prestavenie pohonu do zvolenej polohy pri výpadku napájacieho napätia. Zdrojom energie pre zabezpečenie núdzovej funkcie sú vstavané kondenzátory. Voliteľným príslušenstvom 3-bodovo ovládaných verzií pohonov je odporový vysielateľ polohy. Tieto pohony sú tiež v základnej výbave vybavené ručným kolieskom pre núdzové ovládanie.

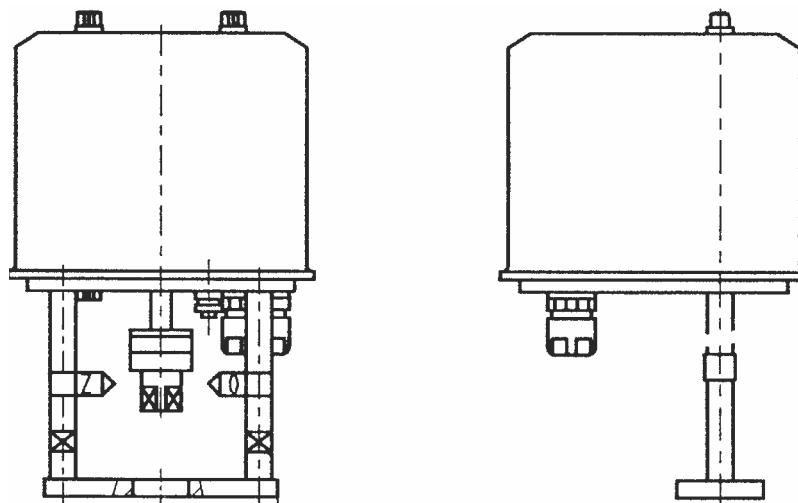


Obr. 9.1. Elektrický pohon ANT3-11



Obr. 9.2. Elektrický pohon ANT3-11 - vnútorné usporiadanie

Ako typický predstaviteľ jednoduchšieho a lacnejšieho elektrického pohonu pre armatúry menších svetlostí je na obr. 9.3 vyobrazený priamočiary ťahlový pohon PTN s konštantnou ovládacou rýchlosťou.



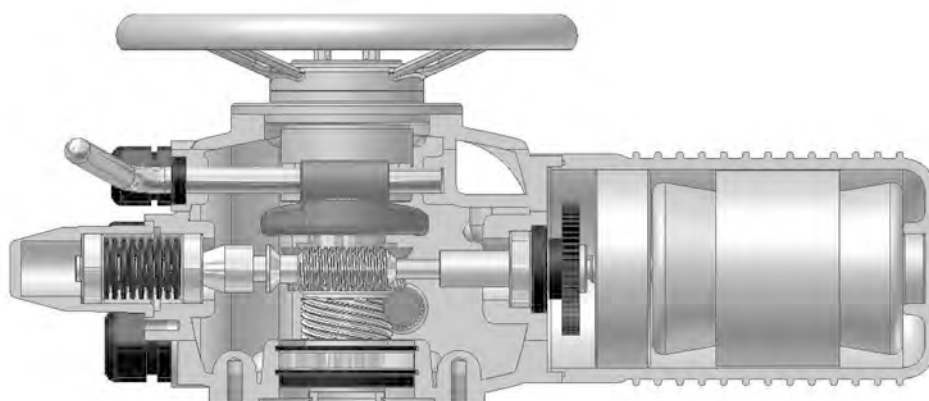
Obr. 9.3. Elektrický pohon PTN

Základom je asynchrónny motorček a samosvorná prevodovka, ktorá prevádza otočný pohyb na posuvný. Výstupné ťahlo pohonu je ukončené spojkou pre spojenie pohonu a ventilu. Pohon je napájaný 230 V a je riadený trojbodovo. Ďalej je vybavený momentovými spínačmi, koncovým polohovým spínačom, signalizačnými spínačmi, ukazovateľom polohy, ručným ovládaním, tepelnou poistkou elektromotora a výhrevným odporom. Ďalej môže byť pohon vybavený vysielateľom polohy s nastaviteľným zdvihom podľa zdvihu ventilu. Ten môže byť doplnený prevodníkom s prúdovým signálom 4-20 mA pre dvojvodičové zapojenie do meracej slučky (napájanie priamo z meraného signálu). Ďalšie možnosti elektrického výstupu, t. j. 0-20 mA, 4-20 mA a 0-10 V musia mať samostatné napájanie 24 V AC galvanicky oddelené od výstupu.

Pohon je možné použiť pri teplotách od -20°C do $+60^{\circ}\text{C}$ a relatívnej vlhkosti okolitého prostredia 5 až 100% s kondenzáciou. Pracovná poloha je ľubovoľná, ale neodporúča sa umiestnenie pod ovládané zariadenie (možnosť poškodenia pohonu pri dlhšie trvajúcej netesnosti upchávky ventilu).

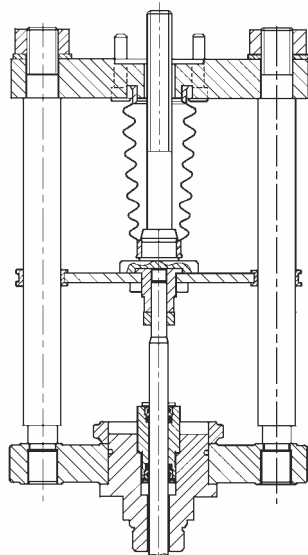
9.4. Elektrické pohony viacotáčkové

Pre dodávky na náročnejšie aplikácie v energetike a vykurovaní sú ventily LDM kompletované s elektrickými pohonmi zahraničných výrobcov. Tieto pohony sa prezentujú vysokým komfortom ovládania, kvalitou a spoľahlivosťou. Ako zástupca tohto radu bol vybraný elektrický pohon Schiebel, jeho vnútorné usporiadanie je uvedené na obr. 9.4.



Obr. 9.4. Vnútorné usporiadanie elektrického pohonu Schiebel

Pohony môžeme rozdeliť podľa veľkosti a rozsahu krútiaceho momentu a typu pohybu na viacotáčkové, štvrtotáčkové a priamočiare. Na armatúry LDM sa najviac používa pohon otočný s rozsahom krútiaceho momentu 10-30 Nm. Otočný pohyb sa prevádza na posuvný pomocou lineárnej jednotky konštrukcie LDM, vid'. obr. 9.5, ktorá je prispôbena pre pripojenie pohonov podľa ISO 5210.



Obr. 9.5. Lineárna jednotka konštrukcie LDM

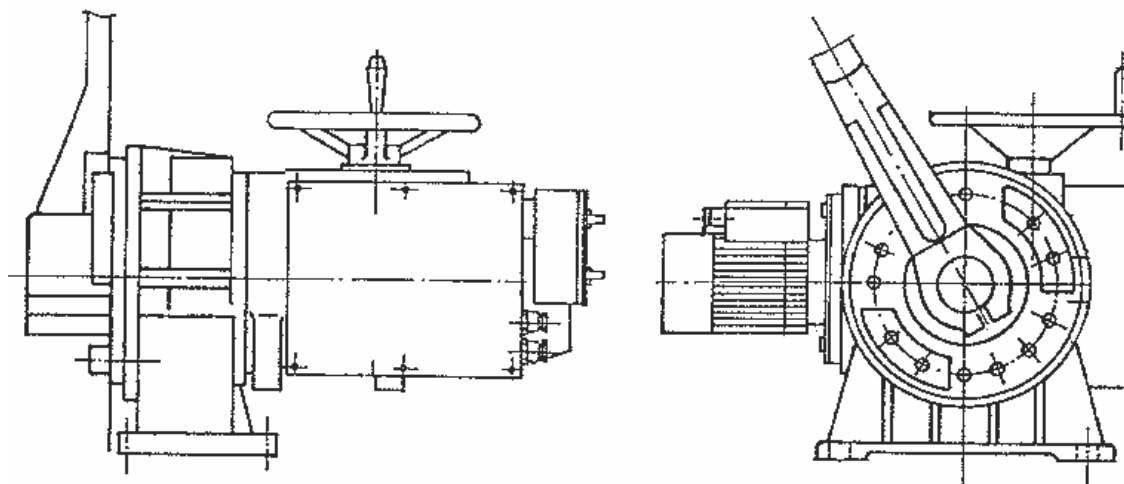
Základom pohonu je trojfázový asynchrónny motor s napájacím napätím 3×230/400 V, alebo jednofázový motor 230 V a závitová prevodovka. Toto základné prevedenie je vybavené momentovými spínačmi, signalizáciou polohy a tepelnou ochranou motora. Riadenie je trojbodové. Ďalej je možné štandardné prevedenie vybaviť odporovým potenciometrom, alebo elektronickým vysielacom.

Pohon Schiebel s jednotkou Smartcon sa skladá zo štandardného prevedenia a parametrovateľného riadenia pohonu Smartcon, ktoré zahŕňa kompletne riadenie motora, spracovanie regulačných povelov a hlásení na riadiace stredisko. Riadenie obsahuje externé riadiace povel, signalizačné relé, kontrolu následnosti fáz (zabraňuje nábehu trojfázového motora pri zlej následnosti fáz), regulátor polohy (zabezpečuje, aby skutočná hodnota a tým aj pozícia pohonu sledovala požadovanú hodnotu 0(4)-20 mA), nastavenie diferencie spínania, elektromagnetickú znášanlivosť a diagnostiku stavu pohonu, poprípade porúch.

Elektrické pohony Schiebel sa dodávajú v normálnom, alebo nevýbušnom prevedení. Podľa funkcie sa pohony rozdeľujú na regulačné a uzatváracie a líšia sa počtom zopnutí za hodinu. Môžu byť použité pre teploty od -20°C do +80°C. Prípustná relatívna vlhkosť okolitého prostredia je 90% (tropické prevedenie 100% s kondenzáciou).

9.5. Elektrické pákové pohony

Regulačné ventily radu G sa kompletujú s elektrickými pákovými pohonmi typu MODACT MPS, MODACT CONTROL MPS a MODACT VARIANT MPR. Pohony sú výrobkom firmy ZPA Pečky a na rozdiel od zahraničných pohonov, kde je výstupná páka pohonu nasadená na špeciálnu závitovú prevodovku pripojenú na klasický viacotáčkový pohon, v tomto prípade ide o špeciálne navrhnuté kompaktné pohony. Ako typického predstaviteľa popíšeme druhý z vyššie menovaných pohonov, t. j. MODACT CONTROL MPS, ktorého rozmerový náčrt je na obr. 9.6. Tento pohon je určený pre prácu v obvodoch regulácie so spojitým riadiacim signálom. Skladá sa z elektromotora, predlohovej skrine, silového prevodu, ovládacej skrinky, skrinky elektroniky a pákového ústrojenstva.



Obr. 9.6. Elektrický pákový pohon MODACT CONTROL MPS

Elektromotor pohonu je trojfázový asynchrónny s napájacím napätím $3 \times 230/400$ V, 50 Hz. Úlohou predlohovej skrine je zníženie otáčok elektromotora a pomocou závitového prevodu tiež zaistenie samosvornosti celého pohonu. Vďaka tomu nie je nutné používať elektrické motory s elektromagnetickou brzdou.

Silový prevod tvorí samostatný montážny celok, uložený na výstupnom hriadeľi. Skladá sa z planétového súkolia, tvoreného centrálnym kolesom a tromi satelitmi, ktoré zabierajú do vnútorného ozubení dvojkoľ. To má vo svojej hornej časti vonkajšie ozubenie pre šnek ručného ovládania. Šnek je axiálne odpružený a jeho posun je priamoúmerný veľkosti jeho sily, respektíve záberového momentu, ktorý túto silu vyvoláva. Posun je pomocou prevodu prenášaný do ovládacej skrinky na momentový vypínač. Ručným kolesom je možné ovládať pohon aj za prevádzky elektromotora.

Ovládacia skrinka tvorí tiež samostatný montážny celok a nachádza sa na opačnom konci výstupného hriadeľa, kde je umiestnená páka. V ovládacej skrinke sú umiestnené nasledujúce funkčné jednotky:

- jednotka momentových spínačov
- polohová jednotka s vačkovým mechanizmom
- jednotka vysielajúca polohy (odporový 2×100 Ohm, indukčný 0(4)-20 mA príp. 0-5 mA, alebo kapacitný CPT 1/A4-20 mA s napájacím zdrojom či bez zdroja)
- výhrevný článok

V skrinke elektroniky potom môžu byť v závislosti na prevedení pohonu (toto je jednoznačne určené doplnkovými číslami v typovom čísle) umiestnené nasledujúce prístroje:

- regulátor polohy TRM 11, ktorý umožňuje automatické nastavenie polohy výstupného hriadeľa podľa hodnoty vstupného signálu regulátora
- stýkače pre reverzáciu chodu elektromotora
- elektronická brzda BAM pre zníženie dobehu elektromotora
- napájací transformátor 230/24 V
- blok miestneho ovládania s prepínačmi "diaľkové", "miestne" a ďalej "otvorené", "zatvorené" a "stop"
- svorkovnica servomotora

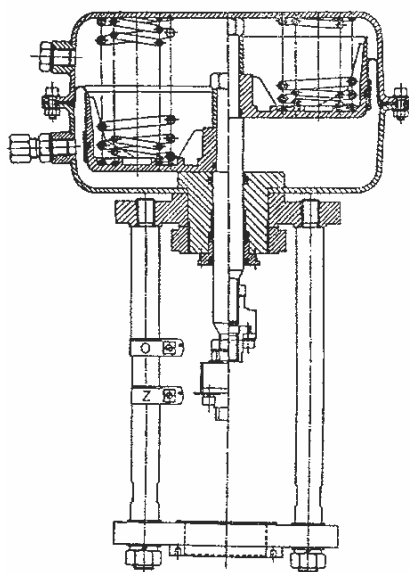
Pákové časti tvorí príruha pripevnená k pákovému prevodu, ktorá má drážku pre upevnenie zarážok (kameňov). Páka je nasadená na konci výstupného hriadeľa.

Pohony MODACT CONTROL MPS sú v obyčajnom prevedení určené pre prácu v prostredí s podmienkami CX3 podľa ČSN 186330, t. j. teploty v rozsahu -25°C až +55°C s relatívnou vlhkosťou 100% s kondenzáciou. V prevedení obyčajnom aj tropickom potom musia byť odolné prašnému prostrediu s prachom nevodivým a nehorľavým a prostrediu s vibráciami aj pôsobeniu vonkajšieho prostredia za predpokladu umiestnenia pod prístreškom. Pracovná poloha servomotora je ľubovoľná za predpokladu, že os elektromotora zostane vo vodorovnej polohe.

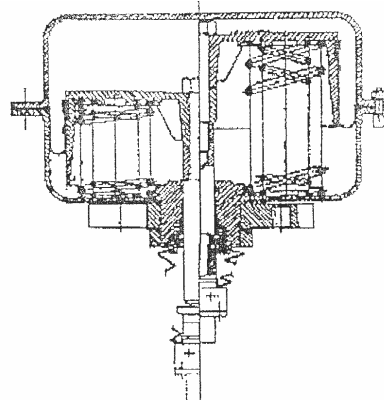
9.6. Pneumatické pohony

Základným prvkom pneupohonu je membránový modul, zostavený z dvoch viek, medzi ktorými je zovretá membrána. Tá je podoprená piestom a jej pohyb je z jednej strany určovaný tlakom ovládacieho vzduchu a z druhej strany silou pružín.

Do úvahy pripadajú tri usporiadania membránového modulu. V prvom prípade ide o pohon s tzv. nepriamou funkciou (NC), kedy pružiny vytláčajú tiahlo z modulu a ovládaci vzduch spôsobuje zasúvanie tiahla, vid'. obr. 9.7. To znamená, že v spojení s dvojcestným ventilom zatvárajúcim do sedla smerom nadol je armatúra bez tlaku vzduchu v pohone zatvorená. V druhom prípade hovoríme o pohone s priamou funkciou (NO) a pracuje tak, že pružiny zaisťujú zasúvanie tiahla pohonu do modulu, tlak vzduchu spôsobuje jeho vysúvanie, vid'. obr. 9.8. Uvažovaný dvojcestný ventil je v tomto prípade bez vzduchu otvorený. Veľkosť pracovnej plochy membrány a sila pružín určujú veľkosť potrebného tlaku a silu, ktorá je k dispozícii pre ovládanie armatúry. Tretí a posledný variant pohonu predstavuje pohon dvojčinný, ktorý neobsahuje pružiny. Dosiahnutie požadovanej polohy je riadené dvojčinným pozicionérom, ktorý tlakuje obidve komory rozdielnymi tlakmi a tým zaisťuje potrebné prestavenie.



Obr. 9.7. Pneumatický pohon
s nepriamou funkciou (NC)

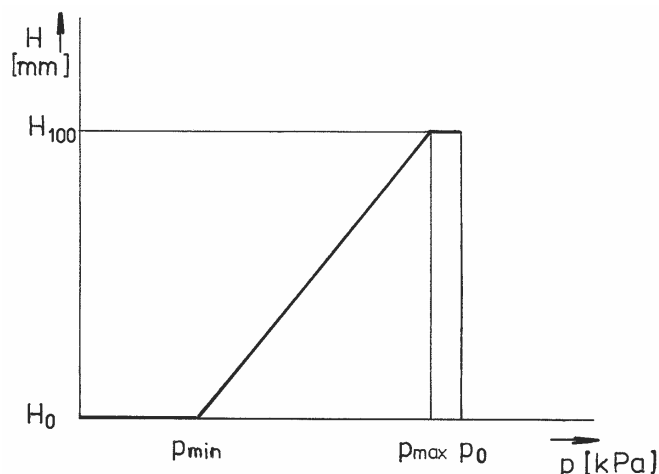


Obr. 9.8. Pneumatický pohon
s priamou funkciou (NO)

Pre zjednodušenie návrhu pohonu na danú aplikáciu býva sila potrebná na stlačenie pružín udaná priamo v hodnotách ovládacieho tlaku vzduchu (napr. rozsah pružín 20-100 kPa, 40-200 kPa a pod.).

$$\text{Platí: } p = \frac{F}{S} \cdot 10 \quad [\text{N.cm}^{-2}], [\text{kPa}]$$

Základná schéma závislosti zdvihu na pracovnom rozsahu pružín pre pohon s nepriamou funkciou (NC) je na obr. 9.9, kde $p_{\min}$ znamená počiatok otvárania ventilu a pri $p_{\max}$ je ventil plne otvorený.



Obr. 9.9. Pracovná schéma pohonu s NC funkciou

U niektorých pneupohonov je možné pracovný rozsah pružín v obmedzenom rozsahu posúvať zmenou predpätia pružín. Technicky zaujímavým riešením sú tiež pohony v tzv. tandemovom prevedení. U týchto výrobkov (napr. A.Hock) sú spojené dva membránové moduly nad sebou a záverná sila je teda až dvojnásobná.

U pohonov s nepriamou funkciou je nutné pre dosiahnutie vyššej závernej sily ventilu použiť pružiny s vyšším rozsahom (a je teda nutný aj vyšší ovládací tlak). Naopak u pohonov s priamou funkciou je účelné použitie pružín s minimálnym rozsahom (len pre zabezpečenie prestavenia pohonu a armatúry pri uvažovaní pasívnych odporov), čím potom zostane dostatok tlaku vzduchu pre vyvedenie žiadanej závernej sily.

Príklad 1: Chceme vedieť závernú silu u NC pohonu s činnou plochou membrány 400 cm^2 a rozsahom pružín 160-300 kPa. Ovládací tlak $p_o=320 \text{ kPa}$.

$$\text{Záverná sila } F = \frac{p_{\min} \cdot S}{10} = \frac{160 \cdot 400}{10} = 6400 \quad [\text{N}]$$

Príklad 2: Chceme poznať závernú silu u NO pohonu s činnou plochou membrány 400 cm^2 a rozsahom pružín 20-100 kPa. Ovládací tlak $p_o=320 \text{ kPa}$.

$$\text{Záverná sila } F = \frac{(p_o - p_{\max}) \cdot S}{10} = \frac{(320 - 100) \cdot 400}{10} = 8800 \quad [\text{N}]$$

Je nutné však dávať pozor pri navrhovaní pohonu pre trojcestné ventily, pretože je potrebné zaistiť dostatočnú (spravidla približne rovnakú) závernú silu v oboch koncových polohách.

Príklad 3: Chceme vedieť závernú silu u NC pohonu s činnou plochou membrány 400 cm^2 , pre pohon trojcestného ventilu. Ovládací tlak $p_o=320 \text{ kPa}$.

$$F_1 = \frac{p_{\min} \cdot S}{10} \quad F_2 = \frac{(p_o - p_{\max}) \cdot S}{10}$$

$$p_o \cong p_{\min} + p_{\max} \quad \dots \text{vhodný rozsah pružín je napr. } 110\text{-}205 \text{ kPa}$$

$$\text{Potom } F_1 = \frac{110 \cdot 400}{10} = 4400 \quad [\text{N}]$$

$$F_2 = \frac{(320 - 205) \cdot 400}{10} = 4600 \quad [\text{N}]$$

Ovládací tlak nemôže byť volený ľubovoľne, pretože musí svojou veľkosťou zaistiť správnu funkciu pohonu v celom rozsahu zdvihu a dostatočnú závernú silu. U NC pohonu sa volí spravidla aspoň o 20 kPa vyšší, ako je rozsah pružín z dôvodu strát. U NO pohonu je žiadúce voliť jeho hodnotu čo najvyššiu, ale tá je obmedzená výrobcom pohonov z dôvodu životnosti membrány (obvykle býva $p_{0\max} = 350$ až 600 kPa).

Teoreticky je možné použiť pneupohon priamo k ovládaniu regulačného ventilu a riadiť veľkosť otvorenia ventilu zmenou tlaku ovládacieho vzduchu. Toto riešenie sa však v praxi veľmi nepoužíva, lebo hodnota zdvihu je v takom prípade ovplyvnená pôsobením pasívnych odporov a prídavných síl od tlaku média na kuželku ventilu. Preto sú takto ovládané spravidla iba uzatváracie ventily pomocou dvojpolohového riadenia pohonu solenoidovým vzduchovým ventilom. Rýchlosť prestavenia, ktorá všeobecne môže byť u pneumatických pohonov veľmi krátka (rádovo 1 až 2 s), je možné regulovať priškrtaním vzduchového potrubia, napr. clonkou, ručným ventilkom a pod.

U regulačných ventilov býva pneupohon vybavený pozicionérom s pneumatickým vstupným signálom 20-100 kPa, alebo s elektrickým vstupným signálom 4-20 mA (ev. 0-10 V), ktorý sníma skutočnú polohu tiahla a zaistí také dávkovanie ovládacieho vzduchu do pohonu, aby došlo k prestaveniu do žiadanej polohy v závislosti na hodnote vstupného signálu.

Ďalej môžu byť pneupohony vybavené množstvom ďalších doplnkov, ako napr. filtro-regulátorom napájacieho vzduchu, koncovými signalizačnými spínačmi, alebo vysielacími polohy. Zaujímavým príslušenstvom sú tiež pneumatické blokovacie relé, zabezpečujúce zablokovanie pohonu v okamžitej polohe v prípade výpadku napájacieho vzduchu, alebo tzv. booster, slúžiaci pre zrýchlenie napúšťania a vypúšťania tlakového vzduchu pohonu, používaný hlavne pri silných pohonoch s veľkým objemom tlakového vzduchu.

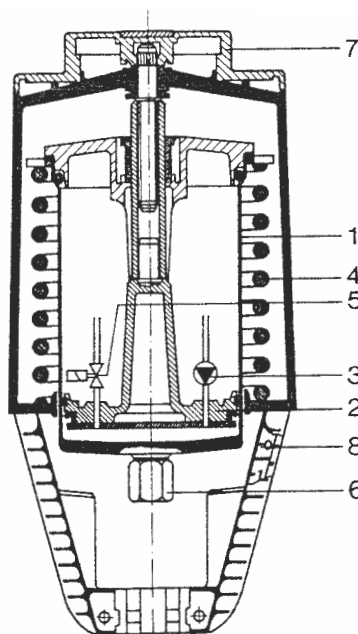
Prednosťou pneumatických pohonov je ich tichý chod a nízka poruchovosť, extrémna životnosť, nevýbušnosť zariadení, možnosť použitia v priestoroch bez prívodu elektrickej energie, v prípade potreby vysoká prestavná rýchlosť a možnosť zabezpečenia tzv. havarijnej funkcie - prestavenie pohonu do základnej polohy pri výpadku ovládania.

Nevýhodou je naopak nutnosť inštalácie vzduchového rozvodu alebo zaistenie zdroja tlakového vzduchu.

9.7. Elektrohydraulické pohony

Elektrohydraulické pohony používané na ventiloch LDM sú vyrábané firmou Siemens.

Základom tohto pohonu je olejové čerpadlo a tlakový valec. V jednom smere pohybu čerpadlo (vibračné, alebo zubové) prečerpáva olej zo zásobníka do tlakového valca a spôsobuje stláčanie pružín, ktoré podopierajú piest. Pri pohybe opačným smerom je cez elektromagnetický ventil prepúšťaný olej späť do nádrže za použitia sily sústredenej v pružinách. Celý tento mechanizmus aj s olejovým hospodárstvom je ukrytý v telese pohonu, vid'. obr. 9.10, takže k ovládaniu stačí zaistiť prívod elektrickej energie a prípadne riadiaci signál.



Obr. 9.10. Elektrohydraulický pohon SKB 62 - princíp usporiadania

Na obr. 9.10 je označený 1 - tlakový valec, 2 - piest, 3 - vibračné čerpadlo, 4 - spätná pružina, 5 - spätný ventil, 6 - mechanické spojenie, 7 - ručné ovládanie a 8 - ukazovateľ polohy tiahla.

Pohony sú vyrábané buď s funkciou nepriamou (pružina zatvára), čo tvorí väčšinu prípadov, alebo s funkciou priamou (pružina otvára). Veľkou prednosťou elektrohydraulických pohonov je skutočnosť, že môžu byť vybavené veľmi jednoduchou havarijnou funkciou, ktorá zaistí v prípade výpadku napätia prestavenie pohonu a tým aj armatúry do požadovanej základnej polohy. Havarijná funkcia býva realizovaná práve otvorením už spomenutého solenoidového ventilu a prepustením tlakového oleja. Elektromagnetický ventil je v pohone buď jeden a potom je havarijná prestavná rýchlosť zhodná s pracovnou rýchlosťou pohonu, alebo sú v pohone osadené dva s rôznymi prietokmi, jeden pracovný a jeden havarijný - dosahovaná havarijná záverná doba sa potom pohybuje okolo 6 až 12 sekúnd.

Elektrohydraulické pohony poskytujú prakticky úplný komfort, na ktorý sme zvyknutí u elektrických pohonov. Môžu byť napájané napätím 230 V, alebo 24 V, riadenie môže byť dvojpolohové, trojbodové alebo spojité. Riadiaci signál je buď prúdový 4-20 mA, alebo napäťový 0(2)-10 V. Môžu byť vybavené signalizačnými spínačmi, vysielacími polohy a ďalšími doplnkami.

Olejová náplň pohonu vyžaduje určité prevádzkové podmienky, kde zvlášť dôležité je dodržanie okolitej teploty, ktorá podľa typu nesmie presahovať 50°C až 55°C. Potom totiž dochádza k zníženiu viskozity oleja a znižuje sa účinnosť čerpadla, event. sa môže prejaviť netesnosť solenoidového ventilu. V extrémnom prípade to môže znamenať, že čerpadlo nie je schopné vyvinúť požadovaný tlak oleja na stlačenie pružín a zostane tak nepretržite v prevádzke do jeho zničenia. Navyše má redší olej sklony k netesnostiam mimo pohon.

Tento potenciálny problém býva u ventilov LDM riešený použitím vlnovcovej upchávky u médií s vyššou teplotou, alebo ešte lepšie chladiacim nadstavcom montovaným ako medzikus medzi armatúrou a pohon, takže nedochádza k tak intenzívnemu prenosu tepla ako vedením tak aj sálaním. Samozrejmosťou je však v každom prípade dôkladné zaizolovanie ventilu a okolitého potrubia. Veľmi dobrých výsledkov pri ochladzovaní pohonu je možné dosiahnuť jeho vyklonením zo zvislej osi, napr. 45° alebo až 90°, čo znamená, že pohon je umiestnený vodorovne. Vodorovné umiestnenie pohonu je z hľadiska jeho chladenia často používané pri regulačných ventiloch a havarijných uzáveroch v stredotlakových aplikáciách. Pracovná poloha je len v horných 180° od osi potrubia, pretože tieto pohony nie je možné umiestniť

pod ovládané zariadenie alebo v polohách pod vodorovnou osou. Dôvodom je potreba zabezpečiť dostatočné zaolejovanie hydraulického čerpadla.

Elektrohydraulické pohony sú obľúbeným ovládacím členom pre svoje prednosti, ako je tichý chod a nízka poruchovosť (pohon nemá žiadnu prevodovku) a predovšetkým už spomínaná možnosť havarijnej funkcie.

Nevýhodou sú relatívne nízke dosahované záverné sily, dané silou pružiny, ale tento nedostatok však môžeme jednoducho kompenzovať použitím tlakovo vyvážených ventilov.

ZÁVER

Z predchádzajúceho textu v tomto zborníku vyplýva, že skutočne seriózne navrhovanie regulačných armatúr nie je zďaleka tak jednoduchou záležitosťou, ako by sa mohlo na prvý pohľad zdať, pretože tu pôsobí celý rad vplyvov a faktorov, často protichodných, líšiacich sa od aplikácie k aplikácii.

Je potrebné si hlavne uvedomiť, že doba, kedy sa regulačné armatúry navrhovali podľa svetlosti potrubia (pozostatok doby, kedy sa osadzovali iba ručné ventily), je nenávratne preč. Pokiaľ chceme, aby riadne fungovali dnešné moderné tepelné zariadenia, ktoré sa vyznačujú hlavne značným výkonom vzhľadom k svojim rozmerom, musíme potom pristupovať k návrhu regulačných armatúr s uvažovaním všetkých dôsledkov, ktoré voľba armatúry prinesie. Rovnako tak je potrebné pristupovať k návrhu armatúr so znalosťou tlakových a prietokových pomerov sústavy, v ktorej majú byť inštalované, to znamená že na regulačnú armatúru nie je možné pozeráť ako na nezávislý a ničím neovplyvňovaný prvok tepelného a/alebo technologického zariadenia.

Ak sa zamyslíme ďalej nad regulačnými armatúrami a ich výrobou vrátane motorických pohonov, dôjdeme k záveru, že ide o zariadenie rovnako na pomedzí výroby presného strojárstva a ďalej, že tieto nenápadné výrobky vynikajú veľmi vysokou životnosťou. Ak uvažíme, že sa životnosť regulačných ventilov a ich pohonov počíta rádovo v desiatkach rokov, predstavuje tento interval viac než 200 000 prevádzkových hodín, čo predstavuje okolo jedného milióna zdvihov za dobu životnosti.

Preto si regulačné armatúry zaslúžia nie len starostlivý návrh, ale aj pravidelné kontroly, poprípade údržbu, aby sa ich úžitkové vlastnosti zachovali v plnej miere čo najdlhšie.

LITERATÚRA

Firemná literatúra	Auma Belimo Ekorex Honeywell LDM Regada Sauter Schiebel Siemens ZPA Nová Paka ZPA Pečky
ČSN 130010	Jmenovité pracovní tlaky a přetlaky
ČSN EN ISO 6708	Jmenovité světlosti
ČSN EN 60534 - 1	Regulační ventily pro průmyslové procesy - terminologie a všeobecné požadavky
ČSN 13 4509 č. 2	Metodika měření regulačních ventilů. Výpočtové vztahy pro průtok nestlačitelných tekutin
ČSN EN 1349	Regulační armatury pro průmyslové procesy
ČSN EN 60534-2-4	Metodika měření regulačních ventilů. Průtočné charakteristiky
ČSN EN 60 534-2-2	Regulační armatury pro průmyslové procesy - Průtok - Výpočtové vztahy pro průtok stlačitelných tekutin v provozních podmínkách
Doubrava, J.	Vyvažování potrubních sítí (2. vydání) TA Hydronics, Praha 1997
Doubrava, J.; Suchánek, T.	Projektování a řešení problémů v typických směšovacích zapojeních Sborník konference Vytápění Třeboň, STP, Praha 2005
Doubrava, J.	Mýty versus matematika u typických směšovacích uzlů časopis Topenářství instalace 4/05, Praha 2005
Doubrava, J. a kol.	Regulace ve vytápění Sešit projektanta č. 6, 2. vydání, STP, Praha 2007
Kolektiv	Regulační armatury 1. až 6. vydání Sborník přednášek, LDM, Česká Třebová 1998, 2001, 2003, 2006, 2009 a 2013
Suchánek, T.	Vliv diferenčního tlaku na třícestný ventil časopis Topenářství instalace 6/00, Praha 2000
Suchánek, T., Doubrava, J.	Vliv pasivního tlaku na třícestný ventil Sborník konference Vytápění Třeboň, STP, Praha 2007
Vinopal, St.	Regulační armatury. Odvození základních výpočetních vztahů. Komentář k ČSN 13 4509
Vinopal, St.	Hydraulika průmyslových armatur

Názov publikácie	Regulačné armatúry, 7. doplnené a upravené vydanie
Autor	kolektív
Vydal	LDM, spol. s r.o. Litomyšlská 1378, 560 03 Česká Třebová, ČR
Preklad	LDM Bratislava s.r.o. Mierová 151, 821 05 Bratislava, SR tel.: 02 4341 5027, 8 gsm: 0903 724 400 e-mail: ldm@ldm.sk , obchod@ldm.sk , servis@ldm.sk http://www.ldm.sk
Náklad	550 výtlačkov
Rok vydania	2019



ARMATURY

**mosazné, parní
a vodovodní**

dodá vám výhodně firma

**továrna na armatury a zboží
mosazné**

Jindra a Šrefl,

Parník - Č. Třebová.

Telefon čís. 2.

