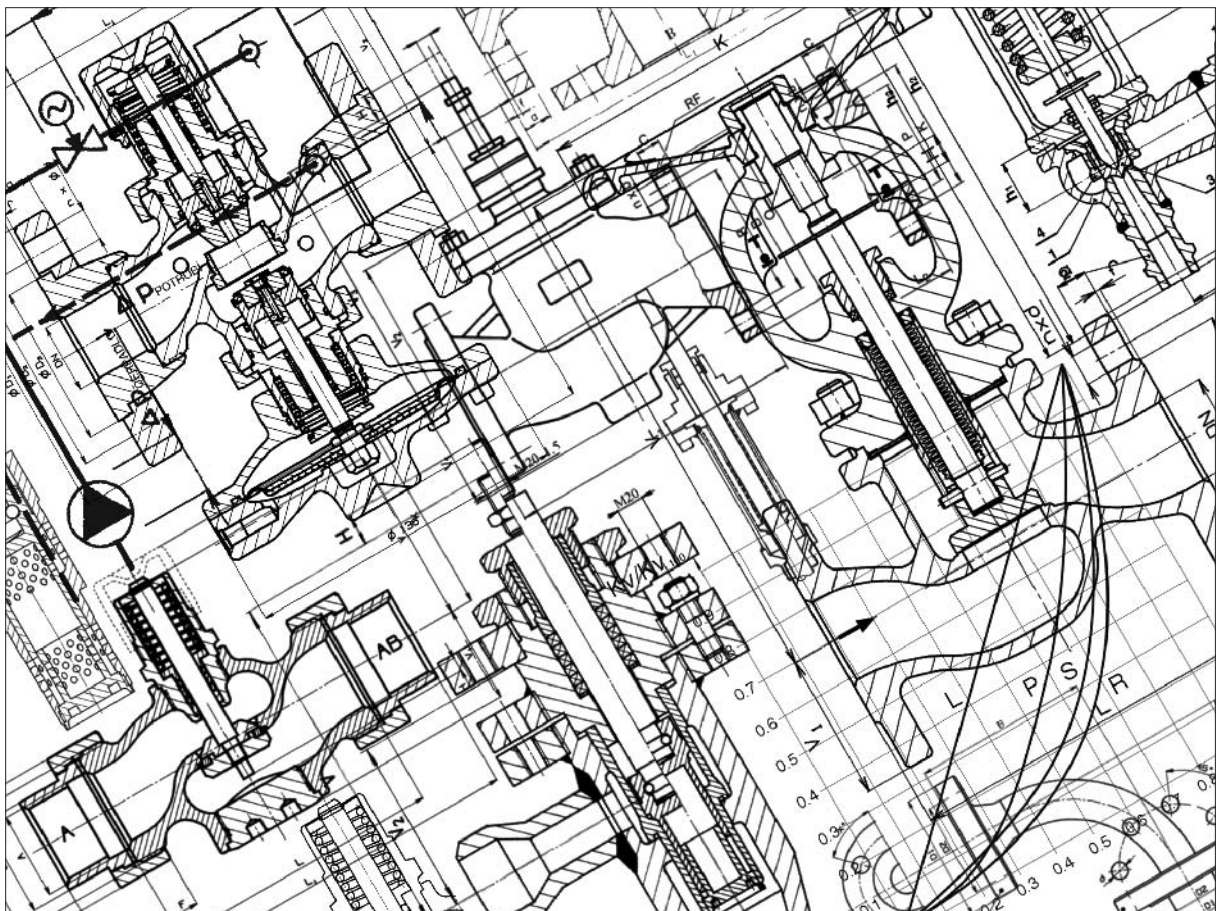


REGULAČNÍ ARMATURY

4. upravené
a doplněné vydání



REGULAČNÍ ARMATURY

4. upravené a doplněné vydání

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

Všechna práva vyhrazena. Toto dílo, ani jeho žádná část nesmějí být reprodukovány v jakékoli formě nebo jakýmkoli prostředky bez předchozího písemného souhlasu firmy LDM.

PŘEDMLUVA

Čtvrté vydání tohoto sborníku přednášek vzniklo z potřeby aktualizovat a upravit tuto učební pomůcku k firemním seminářům o problematice regulačních armatur. Sborník vychází z třech předchozích vydání z let 1998 až 2003 a je založen na obecných poznatcích mechaniky tekutin, zkušenostech pracovníků firmy, poznatcích z praktických měření armatur a zkušenostech z jejich provozu.

Čtenářům se tak dostává do rukou prakticky upotřebitelné dílo, které v základních rysech nastiňuje problematiku navrhování, konstrukce a používání regulačních armatur v oblastech technologických procesů, vytápění a centralizovaného zásobování teplem, chlazení a energetiky.

Sborník je rozvržen do jednotlivých kapitol tak, aby poskytl čtenáři přehled o teorii a navrhování regulačních ventilů, základních zapojeních, konstrukci ventilů LDM, armaturách pro energetiku, regulátorech diferenčního tlaku, konstrukci ucpávek a škrticích mechanismech ventilů a o pohonech regulačních armatur.

Text je určen především projektantům, technickým a provozním pracovníkům v uvedených oborech a jeho cílem je přinést praktický pohled na význam, navrhování a konstrukci regulačních ventilů.

Pevně věříme, že obdobně jako předchozí tři vydání, i toto svůj cíl splní a přispěje k lepšímu pochopení složitosti problematiky a z toho vyplývajícimu zodpovědnějšímu přístupu k návrhu a provozování regulačních ventilů. Jsme si vědomi toho, že toto dílo nemůže být úplně ani bez nedostatků, a proto budeme vděčni všem za konstruktivní připomínky, které by ho mohly dále zkvalitnit.

Česká Třebová, březen 2006

kolektiv autorů

Autoři se podíleli na vytvoření jednotlivých kapitol takto:

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

OBSAH

	strana
Předmluva	2
Obsah	3
Použitá symbolika	7
1. Historie a současnost firmy LDM	9
2. Regulační armatury	16
2.1. Základní pojmy	16
2.1.1. Jmenovitá světlost DN	16
2.1.2. Jmenovitý tlak PN	16
2.1.3. Maximální pracovní teplota	16
2.1.4. Průtokový součinitel	16
2.1.5. Průtočná charakteristika	16
2.1.6. Regulační poměr	17
2.1.7. Netěsnost	17
2.2. Ztrátové a průtokové součinitele	17
2.2.1. Ztrátový součinitel	17
2.2.2. Průtokový součinitel	18
2.2.3. Průtokový součinitel A_v	18
2.2.4. Průtokový součinitel K_v	19
2.2.5. Průtokový součinitel C_v	19
2.2.6. Jmenovitý průtokový a ztrátový součinitel	20
2.2.7. Vzájemné převody průtokových součinitelů	21
2.3. Průtočná charakteristika	21
2.3.1. Definice	21
2.3.2. Lineární průtočná charakteristika	22
2.3.3. Rovnoprocentní průtočná charakteristika	22
2.3.4. Parabolická průtočná charakteristika	23
2.3.5. Průtočná charakteristika LDMspline®	24
2.3.6. Odchytky od průběhu charakteristiky	24
2.4. Regulační poměr	24
2.5. Autorita ventilu	25
2.5.1. Vliv autority na deformaci průtočné charakteristiky soustavy	26
2.6. Regulační charakteristika procesu	30
2.6.1. Součinitel přenosu soustavy	31
2.7. Výpočet K_v hodnoty	31
2.7.1. Nestlačitelné tekutiny	31
2.7.2. Stlačitelné tekutiny	33
2.8. Kavitace	35
2.9. Návrh regulačních ventilů	38
2.9.1. Specifika návrhu třícestného regulačního ventilu	39
2.9.2. Příklad návrhu dvoucestného regulačního ventilu	47
2.9.3. Příklad návrhu třícestného regulačního ventilu	49
2.9.4. Sériově a paralelně řazené regulační ventily	56
2.9.4.1. Příklad návrhu paralelně řazených regulačních ventilů	51
2.9.5. Kontrola regulační charakteristiky procesu a přenosu soustavy	52
3. Regulační armatura jako součást regulačního okruhu	54
3.1. Vliv umístění čerpadla na chování soustavy	54

3.1.1.	Čerpadlo na zpátečce	54
3.1.2.	Čerpadlo na přívodu	56
3.2.	NPSH (minimální sací výška)	57
3.3.	Vzduch v otopných soustavách	58
3.4.	Vztah čerpadla a regulačních armatur	58
3.5.	Zapojení okruhů rozdělovačů a spotřebičů	64
3.5.1.	Okruhy s dvoucestnou armaturou	64
3.5.1.1.	Okruhy s dispozičním tlakem v primární části	64
3.5.1.2.	Okruh s pasivním tlakem v primární části	72
3.5.2.	Okruhy s třícestnou armaturou	73
3.5.2.1.	Okruhy s dispozičním tlakem v primární části	73
3.5.2.2.	Okruhy s pasivním tlakem v primární části	79
3.5.3.	Okruhy rozdělovačů	80
3.5.3.1.	Tlakový rozdělovač s konstantním průtokem	80
3.5.3.2.	Tlakový rozdělovač s proměnným průtokem	81
3.5.3.3.	Beztlaký rozdělovač	81
4.	Regulační ventily LDM	83
4.1.	Regulační ventily řady COMAR line	83
4.2.	Regulační ventily a regulátory diferenčního tlaku řady BEE line	84
4.3.	Regulační a redukční ventily řady 102 a 103	86
4.4.	Třícestné regulační ventily řady 113	90
4.5.	Regulační ventily řady 200 line	91
4.6.	Uzavírací ventily řady 2x6	95
4.7.	Filtry přírubové řady FP	96
5.	Regulace diferenčního tlaku	98
5.1.	Nárůst tlaku na regulační armatury	98
5.2.	Čerpadla s proměnnými otáčkami	99
5.3.	Přepouštěcí armatury	100
5.4.	Regulátory diferenčního tlaku	102
5.5.	Návrh regulátoru diferenčního tlaku	106
5.6.	Porovnání regulace diferenčního tlaku a přepouštění	108
6.	Kuželky regulačních armatur	109
6.1.	Vlastnosti základních typů regulačních armatur	109
6.1.1.	Kohouty	109
6.1.2.	Klapky	110
6.1.3.	Šoupátka	111
6.1.4.	Ventily	111
6.2.	Kuželky regulačních ventilů	112
6.2.1.	Tvarovaná kuželka	112
6.2.1.1.	Průtočný součinitel	112
6.2.1.2.	Průtočná charakteristika	113
6.2.1.3.	Vysoké tlakové spády	113
6.2.1.4.	Hlučnost	113
6.2.2.	Kuželka s výřezy	114
6.2.2.1.	Průtočný součinitel	114
6.2.2.2.	Průtočná charakteristika	114
6.2.2.3.	Vysoké tlakové spády	115
6.2.2.4.	Hlučnost	115
6.2.3.	Děrovaná kuželka	115

6.2.3.1.	Průtočný součinitel	115 strana
6.2.3.2.	Průtočná charakteristika	116
6.2.3.3.	Vysoké tlakové spády	116
6.2.3.4.	Hlučnost	116
6.2.4.	Klecová kuželka	117
6.2.4.1.	Průtočný součinitel	117
6.2.4.2.	Průtočná charakteristika	117
6.2.4.3.	Hlučnost	117
6.3.	Náročné aplikace	118
6.3.1.	Mikroprůtoky	118
6.3.2.	Kavitace	118
6.3.2.1.	Vznik kavitace	118
6.3.2.2.	Účinky kavitace	119
6.3.2.3.	Shrnutí	119
6.3.3.	Hluk	120
6.3.3.1.	Hluk při proudění kapalin	120
6.3.3.2.	Hluk při proudění stlačitelných médií	120
6.3.3.3.	Opatření ke snížení hluku	121
6.3.4.	Tlakově vyvážené kuželky	121
6.3.4.1.	Princip	121
6.3.4.2.	Kuželky s trvale otevřeným vyvažovacím otvorem	121
6.3.4.3.	Tlakově vyvážené kuželky se zvýšenou těsností	121
6.4.	Dvousedlové ventily	122
6.5.	Třícestné ventily	123
7.	Ucpávky regulačních armatur	124
7.1.	Nároky na ucpávky regulačních ventilů	124
7.2.	Elastomerové ucpávky	124
7.3.	PTFE ucpávky	126
7.5.	Grafitové ucpávky	127
7.6.	Vlnovcové ucpávky	129
8.	Armatury pro energetiku	131
8.1.	Armatury pro klasickou energetiku	131
8.1.1.	Nepohyblivé, vnitřním přetlakem zatížené části ventilu	131
8.1.2.	Škrticí systémy	132
8.1.3.	Ucpávky	136
8.1.4.	Pohony	136
8.2.	Ventily LDM pro energetiku	136
8.2.1.	Ventily řady G	136
8.2.1.1.	Regulační ventily G45	137
8.2.1.2.	Regulační ventily G41, G46	137
8.2.1.3.	Regulační ventily G47	138
8.2.1.4.	Regulační ventil G92	139
8.2.2.	Ventily řady RV	139
8.2.2.1.	Regulační ventily RV 501	139
8.2.2.2.	Regulační ventily RV 502, RS 502	140
8.2.2.3.	Regulační ventily RV 701	142
8.2.2.4.	Regulační ventily RV 702, RS 702	142
8.2.2.5.	Regulační ventily RV 805, RV 806	143
8.2.3.	Pojišťovací ventily SiZ 1508	144
8.2.4.	Uzavírací ventily V46	147

8.3.	Umístění ventilů LDM na bloku uhelné elektrárny	148
		strana
8.4.	Armatury pro jadernou energetiku	150
8.4.1.	Požadavky na armatury	150
8.4.2.	Požadavky na konstrukci	150
8.4.3.	Požadavky na výrobu	150
8.4.4.	Typy ventilů pro jadernou energetiku	151
8.4.4.1.	Uzavírací ventil A 10	151
8.4.4.2.	Regulační ventily RV 501 NA	151
9.	Pohony regulačních ventilů	153
9.1.	Základní rozdělení pohonů armatur	154
9.2.	Pohony pro ventily LDM	156
9.3.	Elektrické pohony přímočaré	157
9.4.	Elektrické pohony víceotáčkové	159
9.5.	Elektrické pákové pohony	160
9.6.	Pneumatické pohony	161
9.7.	Elektrohydraulické pohony	164
Závěr		166
Literatura		167

POUŽITÁ SYMBOLIKA

Značky

a	[-]	autorita
Av	[m ²]	průtokový součinitel (armatury)
Avs	[m ²]	průtokový součinitel při jmenovitém zdvihu
Cv	[US gal.min ⁻¹]	průtokový součinitel (armatury)
Cvs	[US gal.min ⁻¹]	průtokový součinitel při jmenovitém zdvihu
F _R	[-]	součinitel vlivu Reynoldsova čísla
g	[m.s ⁻²]	normální zemské tíhové zrychlení (9,80665 m.s ⁻²)
h	[-]	poměrný zdvih
h _c	[m]	souhrnná ztrátová výška
h1	[m]	polohová výška v místě 1
h2	[m]	polohová výška v místě 2
H	[m]	výška, zdvih
Kv	[m ³ .h ⁻¹]	průtokový součinitel (armatury)
Kv _{eN}	[m ³ .h ⁻¹]	celkový průtokový součinitel N ventilů
Kvs	[m ³ .h ⁻¹]	průtokový součinitel při jmenovitém zdvihu
m	[kg]	hmotnost plynu
M	[kg.kmol ⁻¹]	molová hmotnost
Ma	[-]	Machovo číslo
n	[mol]	látkové množství
p _n	[Pa]	absolutní tlak plynu za normálního stavu
p _{sp}	[Pa]	parciální tlak sytých par v médiu
Δp	[Pa], [bar]	tlakový rozdíl
Q	[m ³ .h ⁻¹], [m ³ .s ⁻¹]	objemový průtok
Q _m	[kg.h ⁻¹], [kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok
r	[-]	regulační poměr
R	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]	molová plynová konstanta
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	průtočný průřez
S _a	[m ²]	určující průtočný průřez
t	[°C]	teplota
T	[K]	absolutní teplota
T ₁	[K]	absolutní teplota na vstupu do ventilu
T _n	[K]	absolutní teplota plynu za normálního stavu
Δt	[K]	teplotní rozdíl
V	[m ³]	objem plynu
w	[m.s ⁻¹]	střední rychlost proudění
w1	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění v místě 1
w2	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění v místě 2
x	[-]	poměrný tlakový spád
Y	[-]	expanzní součinitel
Z	[-]	součinitel kompresibility
λ	[-]	součinitel třecí ztráty
ζ	[-]	součinitel místní ztráty, ztrátový součinitel
Φ	[-]	poměrný průtokový součinitel
ρ	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost (hustota)
ρ _n	[kg.m ⁻³]	hustota plynu za normálního stavu

Indexy

č	čerpadla
čr	čerpadla při sníženém průtoku
e	vnější
iz	izolovaný
max	maximální
min	minimální
n	jmenovitý
o	zcela uzavřený
OM	odběrného místa
p	přívodní, přívodu
pr	přívodu při sníženém průtoku
PRIM	primární
ps	potrubní síť
r	při sníženém průtoku
red	při sníženém průtoku
RRV	ručního regulačního ventilu
RV	regulačního ventilu
s	statický
SEK	sekundární
sp	sytých par, spotřebič
sv	stoupačkového ventilu
tv	termostatického ventilu
vr	vratná (zpátečka, zpátečky)
z	zpátečky nebo zdroje
ZKRAT	zkrat
zr	zpátečky nebo zdroje při sníženém průtoku
zv	zvratu

1. HISTORIE A SOUČASNOST FIRMY LDM

Firma LDM spol. s r. o. byla založena třemi společníky v polovině roku 1991. Od samostatného vzniku byla, stále je a bude zaměřena na výrobu průmyslových armatur. Za těmito větami se skrývá mnoho úvah, myšlenek a lidské tvořivé práce, aby nedílnou součástí trhu byly i regulační a pojistné ventily LDM a aby se pod názvem LDM každému vybavil solidní a spolehlivý dodavatel prvků regulační techniky.

První úvahy o tom, že vznikne firma LDM, se datují na jaro 1991. Tehdejší zaměstnanci vývoje Sigmy České Třebové dospěli na rozdíl od vedení společnosti k přesvědčení, že výroba armatur, mající v České Třebové takřka stoleté kořeny, má i nadále budoucnost. Tento rozpor se rozhodli řešit odchodem ze Sigmy a založením společnosti LDM, tehdy ještě veřejné obchodní společnosti se sídlem v Ústí nad Orlicí.



Obr. 1.1. Skromné začátky v pronajatých prostorách

Jako každé začátky, nebyly počátky LDM jednoduché. Začínalo se v pronajatých prostorách a hlavním předmětem činnosti byl nákup a prodej regulačních ventilů SRV z produkce tehdejší Sigmy Česká Třebová. Výnos z obchodování byl zdrojem pro nákup prvních strojů, na kterých pak byly prováděny úpravy ventilů tak, aby vyhovovaly individuálním požadavkům zákazníků. Paralelně se však intenzívně pracovalo na vývoji svých vlastních výrobků jako základu budoucího výrobního programu. Jak bylo napsáno v úvodu, LDM měla vždy ambice stát se významným výrobcem kvalitních regulačních armatur.



Obr. 1.2. První stroje v dílně LDM

V následujícím roce - 1992, se firma LDM poprvé představila odborné veřejnosti na Mezinárodním strojírenském veletrhu v Brně a na podzim na výstavě Pragothem v Praze. Zde měla svoji premiéru řada třicetných mosazných ventilů se závitovým připojením RV 102 a také tlakově vyvážený ventil vycházející se základních dílů ventilů SRV. Ve spojení s elektrohydraulickými pohony se tyto armatury dodávaly jako havarijní uzávěry a velmi brzy se staly snad nejznámějším výrobkem firmy. Oba zmíněné výrobky dodnes mají významné místo v portfoliu výrobního programu, i když během dalších let doznaly (především havarijní uzávěry) řady úprav.



Obr. 1.3. Pragothem 1992

Na počátku roku 1993 čítá pracovní kolektiv již 25 pracovníků, kteří dále rozvíjejí výrobní program. Firma doplňuje sortiment PN 16 o přírubové provedení ze šedé litiny pod označením RV 103. Dále je rozšířena škála ovládaní o pohony firem Landis & Gyr, Sauter a Johnson Controls Int. Významným krokem k budoucí stabilitě firmy je zakoupení vlastních prostor, jejich přeměna a rekonstrukce na výrobní haly a přestěhování. LDM v. o. s. Ústí nad Orlicí se transformuje na LDM spol. s r. o. Česká Třebová a tím také končí počáteční etapa rozvoje firmy.



Obr. 1.4. Stavba vlastních výrobních a administrativních prostor

Počátek následující etapy je charakterizován dokončením vývoje a následným uváděním na trh zcela nové řady regulačních ventilů tlakové řady PN 40 pod označením RV 210 až RV 215. Ventily se prakticky okamžitě stávají nosným výrobním programem a urychlují další rozvoj firmy.

Variabilita této řady regulačních ventilů přináší jedinečnou možnost připojení téměř jakéhokoliv pohonu, a proto se již tak široké spektrum ovládnutí doplnilo o další typy a provedení. V nabídce pohonů k těmto regulačním ventilům jsou pohony elektrické, pneumatické i elektrohydraulické a samozřejmostí je jejich doplňková výbava. Takováto rodina nových výrobků neunikla pozornosti odborníků a na MSV 94 v Brně dostala Zlatou medaili. Vzhledem k tomu, že firma měla v té době asi 50 pracovníků, za sebou pouhé tři roky existence, bylo to obrovské uznání práce celého kolektivu firmy. Bez zajímavosti není ani to, že stavebnicová konstrukce řady ventilů RV 2xx je natolik nadčasová, že po deseti letech výroby došlo pouze k technologickým úpravám (táhla, ucpávky a kuželky), nicméně základní vlastnosti a parametry zůstaly nezměněny.

Rok 1994 byl významný i z hlediska změn používané technologie výroby. Tento rok byly zakoupeny první CNC stroje a z nich především centrum na obrábění těles armatur. Tímto firma provedla rozhodující krok vedoucí k dosažení standardní kvality a přesnosti výroby dílů. Neméně významným bylo strategické rozhodnutí o pronikání na zahraniční trhy. V tomto roce byla na Slovensku založena vůbec první dceřiná společnost nesoucí název LDM Bratislava.

Do roku 1995 vstupuje firma s optimismem a pokračuje v dynamickém rozvoji. Do konstrukční kanceláře jsou zakoupeny pracovní stanice Silicon Graphics vybavené grafickým software Unigraphics. Oba systémy představovaly a stále představují absolutní špičku v oblasti trojrozměrného modelování, v případě LDM návrhu ventilů. Postupné využívání nového přístupu ve vývoji a konstrukci armatur přináší trvalé výsledky, a to hlavně ve zvyšování užitné hodnoty našich výrobků.

V polovině roku 1995 učinilo vedení společnosti dvě zásadní rozhodnutí, které ovlivnily budoucí rozvoj LDM. Prvním bylo vybudování systému zajištění jakosti dle mezinárodního standardu ISO 9001 a druhým rozhodnutím bylo připravit nabídku na nákup části likvidované Armaturky (Sigmy) Česká Třebová. V závěru roku se pak podařilo odkoupit rozhodující část nemovitostí, strojního vybavení, kompletní výrobní program a know-how včetně ochranné známky AČT. Nabízený sortiment armatur se tímto rozšířil o vysokotlaké regulační, redukční, napájecí, najížděcí a vstříkovací ventily řady G 40 až G 92 a pojistné ventily s přídatným zatížením SiZ 1508.

Již následující rok jsou na MSV v Brně vystaveny vlastní vysokotlaké regulační ventily RV 501 s vícestupňovou redukcí tlaku v tlakovém stupni PN 160, vstříkovací ventily PN 400 RV 803 a RV 804 a redukční stanice PN 160 RS 502 sloužící k současné regulaci tlaku a teploty páry. LDM se tímto zařazuje mezi výrobce jedněch z nejnáročnějších a nejvíce namáhaných armatur, které se používají jak v klasické, tak i jaderné energetice.

V roce 1997 dosahuje počet pracovníků přes 200. Stabilizační proces začlenění bývalé Armaturky do struktury LDM je již ukončen a hlavní úsilí firmy se zaměřuje na neustálé zvyšování kvality výroby. Jednak jsou do oblasti PN 40 aplikovány znalosti, zkušenosti a výsledky vývoje vysokotlakých ventilů a dále je v polovině roku dokončeno budování systému zajištění kvality dle ISO 9001. Inspektoři Lloyd's Register Quality Assurance závěrečným auditem potvrdili, že systém řízení jakosti ve firmě LDM vysoce překračuje požadavky kladené normou ISO 9001. Získaný certifikát je však chápán spíše jako závazek do budoucna než důvodem k uspokojení, že kvalita výrobků a služeb LDM je dostatečná. Zvyšování kvality je ve firmě chápáno jako nepřetržitý proces.

V tomto roce dále dochází také k rozšíření rodiny dceřiných společností o firmy LDM servis a obchodní zastoupení v Polsku - LDM Polska.

V následujícím roce je otevřena další dceřiná společnost, tentokrát v Bulharsku, s názvem LDM Bulgaria. Současně jsou otevřeny obchodně - technické kanceláře v Praze a v Ústí nad Labem.

Rok 1998 je však zejména charakterizován heslem "kvalita bez kompromisů". Proto jsou

vybudovány měřicí trať na měření průběhu průtočných charakteristik a zkušebna pro životnostní testy ventilů i pohonů.

V roce 1999 je zmíněné heslo naplněno a je investováno do speciálních technologií - řezání regulačních partií válcových kuželek. Ve spojení se zkušebnou pro měření průtočných charakteristik dává tato unikátní technologie pracovníkům vývoje vynikající zázemí pro vývoj i výrobu kuželek s novými charakteristikami. Důkazem trvale vysoké kvality výrobků LDM jsou OEM dodávky ventilů PN 25 společnosti Johnson Controls Int.

V roce 2000 firma představuje zcela novou optimalizovanou regulační charakteristiku pro aplikace v oblasti vytápění - LDM spline®. V tomto roce je také uveden na trh první výrobek LDM pro oblast klimatizace a vzduchotechniky se jménem COMAR line (RV 111).

Dalším potvrzením kvality výroby i výrobků je zahájení dalších OEM dodávek společnosti Honeywell a také obhájení certifikátu (recertifikace) ISO 9001.

Rokem 2001 pokračuje dále vývoj menších řad ventilů - je dokončen vývoj řady regulačních ventilů PN 25 pro použití v teplárenství RV 122 a z nich odvozených regulátorů diferenčního tlaku RD 122 se souhrnným názvem BEE line. Na trh je dále uveden první ruční uzavírací ventil PN 16 a 40 z produkce LDM - UV 226 R s vlnovcovou ucpávkou.

Založena je další dceřiná společnost LDM GmbH v Německu, firma byla dále certifikována podle TRD norem a v závěru roku došlo ke sloučení obou provozů do jednoho. Tímto sloučením začala LDM pracovat na nové adrese (v bývalém areálu Sigmy Česká Třebová) a původní prostory LDM (bývalý provoz 01) byly prodány.



Obr. 1.5 Sídlo LDM do konce roku 2001 (tzv. Benátky)



Obr. 1.6. Výrobní areál LDM, dnešní sídlo firmy

V roce 2002 byly ventily řady BEE line uvedeny na trh, dále je vyvinuta a uvedena na trh varianta ventilu UV 226 R s grafitovou ucpávkou a s označením UV 226 S. Rovněž byla věnována odpovídající pozornost sortimentu vysokotlakých ventilů, kdy byl ukončen vývoj vlastní vysokotlaké ucpávky typu "Live Loading", kterou jsou v průběhu roku osazovány nově vyráběné ventily. Dále byly uvedeny na trh nové vstřikovací ventily RV 805 a RV 806 jako náhrada za starší typy RV 803 a RV 804. V tomto roce byly rovněž zahájeny OEM dodávky firmě Tour & Andersson. V roce 2002 je také zahájena výroba prvního vlastního pohonu LDM pro ventily BEE line ANT 11.

V roce 2003 začínají dodávky regulačních ventilů RV 701, 702 a RS 702 v tlakovém stupni PN 320. Tento krok umožnil nahradit některé starší typy ventilů řady G z produkce bývalé Sigmy moderní koncepcí vysokotlakých armatur. V tomto roce se také uskutečnily první OEM dodávky firmám Siemens a ESBE a na trh byl uveden pohon ANT 5.5, určený pro ventily řady COMAR line. Vzhledem k rychle rostoucím nárokům na zvyšování produkce byla na jaře 2003 zahájena rekonstrukce haly pro montáž, zkoušení a skladování armatur a v polovině roku se za plného provozu uskutečnila řada přesunů montážních a výrobních pracovišť včetně logistického zázemí s cílem zvýšit výrobovou propustnost továrny. V tomto roce firma rovněž úspěšně recertifikovala systém zajištění kvality podle ISO 9001. Po několika letech dochází rovněž i na investice do nového strojového parku.

V roce 2004 přicházejí na svět tzv. klecové kuželky, které jsou výsledkem vlastního výzkumu v oblasti hluku a proudění v regulačních armaturách a které se vyznačují vynikajícím útlumem hluku oproti běžným válcovým kuželkám. Na trh jsou dále uvedeny ruční uzavírací ventily a přírubové filtry v tlakovém stupni PN 16 s označením UV 116 a FP, řada regulačních ventilů RV 113 a tzv. pilotní kuželky, vyvažující ventil prakticky bez omezení teploty. V tomto roce začíná rovněž rozsáhlá rekonstrukce, ev. tvorba velkých světlostí (až do DN 400) u ventilů do tlakového stupně PN 40.

Rok 2005 je ve znamení založení další dceřiné společnosti v Rusku s názvem OAO LDM, pokračují vývojové práce a postupné uvádění na trh velkých světlostí u ventilů UV/RV 2xx. V tomto roce se dále rozšiřuje portfolio OEM zákazníků a v souvislosti s nárůstem výroby a prodeje intenzivně pokračují investice do obnovy strojového parku a výrobních budov.

Společnost LDM spol. s r. o., jak vyplývá z předchozích řádků, důstojně navazuje na tradici výroby průmyslových armatur v České Třebové, jejíž kořeny se datují rokem 1906, kdy se pánové J. Jindra a V. Šrefl rozhodli založit podnik na výrobu armatur. Z původního sortimentu drobných instalačních armatur sloužících pro rozvod studené a teplé vody se však mnoho nedochovalo. Proto firma LDM rozvíjí především regulační ventily v tlakových stupních PN 16 až PN 500 a v dimenzích DN 15 až DN 400.

Budoucnost společnosti stále spočívá v naplňování vize, která byla formulována již v roce 1995:

- Světově významná společnost udávající směr ve vývoji, výrobě, prodeji a servisu průmyslových armatur
- Dynamická firma umožňující všem pracovníkům dosažení vysoké míry seberealizace a společenské prestiže
- Společensky uznávaná firma, jejíž jméno je symbolem vysoké užitné hodnoty, kvality a spolehlivosti

Úspěšné naplňování vize vychází z přesvědčení, že základní nosné tři pilíře, na kterých firma stojí, jsou pevné. Prvním sloupem jsou naši zákazníci a jejich potřeby, k jejichž uspokojení je směřováno úsilí celé firmy. Druhým sloupem jsou výrobky. LDM je společností, která stojí pevně na vlastním vývoji, takže cyklus vývoj, konstrukce, výroba, prodej a servis je uzavřený. Posledním, ale neméně důležitým sloupem jsou pracovníci LDM, kteří jsou schopni reagovat na stále se měnící podmínky trhu a kteří jsou schopni budoucnost firmy aktivně spoluvytvářet. Poslední úspěchy a ocenění z roku 1998, 1999, 2000 a 2001 v podobě Zlatých medailí z výstavy Aquatherm a Zlatých plaket z výstav Racioenergia 2001, 2002 a 2003 jen potvrzují správnost cesty, po které se LDM vydala v roce 1991.



CERTIFICATE OF APPROVAL

This is to certify that the Quality Management System of:

**LDM, spol. s r. o.
Česká Třebová
Czech Republic**

*has been approved by Lloyd's Register Quality Assurance
to the following Quality Management System Standards:*

**ISO 9001:2000
BS EN ISO 9001:2000
ČSN EN ISO 9001:2001**

The Quality Management System is applicable to:

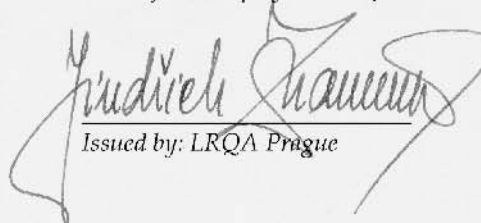
***Design, manufacture and in-house servicing
of industrial valves.***

*Approval
Certificate No: PRA 205024*

Original Approval: 26th June 1997

Current Certificate: 1st July 2003

Certificate Expiry: 30th June 2006


Issued by: LRQA Prague



001

This document is subject to the provision on the reverse.

*This approval is carried out in accordance with the LRQA assessment and certification procedures and monitored by LRQA.
The use of the UKAS Accreditation Mark indicates Accreditation in respect of those activities covered by the Accreditation Certificate Number 601
Issue 6/2004*

2. REGULAČNÍ ARMATURY

Regulační armatury jsou dálkově ovládaná zařízení, které v závislosti na požadavcích řídicího systému regulují průtok tekutiny v řízeném procesu. Aby mohly tuto svou základní funkci plnit, musejí mít určité vlastnosti, které jsou dány především vlastní konstrukcí dané armatury a jejího škrticího systému a dále vlastnostmi ovládacího pohonu. Další nutnou podmínkou je jejich korektní návrh.

2.1. Základní pojmy

2.1.1. Jmenovitá světlost DN

DN - jmenovitá (nominální) světlost udává přibližnou vnitřní světlost vstupního a výstupního hrdla v milimetrech. Ve většině případů se používá regulačních ventilů se stejnou nebo menší světlostí (zejména při větším tlakovém spádu na ventilu) než je světlost okolního potrubí. Menší světlost ventilu je to výhodná především u náročných aplikací, kdy se tímto způsobem mohou ušetřit značné finanční prostředky a potrubí je pak nutné opatřit před a za ventilem redukcemi. Tyto redukce (místní ztráta) by měly být rovněž zohledněny v hydraulickém výpočtu sítě.

2.1.2. Jmenovitý tlak PN

PN - jmenovitý tlak (tlakový stupeň) udává tlakovou třídu armatury. Ve většině případů ve vytápění souhlasí s maximálním pracovním přetlakem armatury v barech. Přesto je vždy nutné zkontrolovat hodnotu dovoleného pracovního přetlaku, kterou udává výrobce, neboť tato je závislá na pracovní teplotě média a materiálu, ze kterého jsou vyrobeny hlavní díly armatury. Při vyšších teplotách může tato hodnota klesnout až na zlomek PN. Přípustné hodnoty udávají příslušné normy. Pro materiály dle ČSN byly tyto hodnoty stanoveny normou ČSN 13 0010 - "Jmenovité tlaky a pracovní přetlaky", pro nové konstrukce vyrobené z materiálů ČSN - EN pak např. norma ČSN - EN 1092-1. Většina výrobců armatur však pro své výrobky uvádí též garantované tlakové parametry v závislosti na teplotě.

2.1.3. Maximální pracovní teplota

Maximální pracovní teplota určuje výrobcem stanovenou maximální pracovní teplotu média, při které může být armatura provozována. Tato teplota souvisí nejen s výše uvedeným PN, ale bývá zpravidla omezena i dalšími součástmi, zejména typem ucpávky a v poslední době u levnějších aplikací hlavně použitým pohonem armatury.

2.1.4. Průtokový součinitel

Jmenovitý průtokový součinitel je prvním parametrem, který je typický pro regulační armaturu. Jeho velikost udává charakteristický průtok danou armaturou za přesně definovaných podmínek při jmenovitém zdvihu. S jeho pomocí je možné spočítat průtok pracovního média nebo tlakovou ztrátu na armatuře za obecných pracovních podmínek. Běžně se používají součinitele Kvs , Avs a Cvs .

2.1.5. Průtočná charakteristika

Průtočná charakteristika udává funkční závislost okamžitého průtokového součinitele na poloze uzávěru regulační armatury. Jinak řečeno to znamená, že např. při lineární průtočné charakteristice lze při jinak neměnných podmínkách (především tlakové poměry, vlastnosti

média) lze očekávat lineární závislost mezi průtokem média a zdvihem regulačního ventilu. Běžně se vyrábějí ventily s průtočnou charakteristikou lineární a rovnoprocentní.

2.1.6. Regulační poměr

Regulační poměr je poměr největšího průtokového součinitele ku nejmenšímu průtokovému součiniteli. Prakticky je to pak poměr (za jinak stejných definovaných podmínek) největšího ku nejmenšímu regulovatelnému průtoku. Nejmenší nebo také minimální regulovatelný průtok je vždy větší než nula.

2.1.7. Netěsnost

Z dalších charakteristických parametrů bývá velice často diskutována hodnota maximální netěsnosti v uzavřeném stavu. U regulačních ventilů se tato hodnota většinou udává v procentech maximálního průtoku (K_{vs} , C_{vs} , A_{vs}), přičemž normou IEC 534-4-1982 jsou přesně definovány zkušební podmínky. Je-li hodnota netěsnosti udána např. jako 0,01% K_{vs} , znamená to že tímto ventilem proteče v zavřeném stavu maximálně jedna setina procenta K_{vs} (tj. 0,0001. K_{vs}) zkušební tekutiny za zkušebních podmínek. Pokud je pro provoz zařízení tato hodnota důležitá, je nutné se informovat u konkrétního výrobce na jeho podmínky zkoušení, event. požadovat těsnost vyšší, je-li to technicky možné pro daný typ armatury.

2.2. Ztrátové a průtokové součinitele

2.2.1. Ztrátový součinitel

Každý potrubní prvek nebo soustava má svůj ztrátový součinitel, který se značí ζ . Je to bezrozměrný součinitel přímé závislosti místní ztrátové výšky na rychlostní výšce vztažený ke zvolenému průtočnému průřezu. Čím je tento součinitel vyšší a čím menší je určující průtočný průřez ventilu, tím nižší bude průtok potrubním prvkem.

Jeho základní definice vychází 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 ztrátová výška mezi místy 1 a 2	[m]
ρ	je objemová hmotnost (hustota) nestlačitelného média	[kg.m ⁻³]
g	je normální zemské tíhové zrychlení = 9,80665 m.s ⁻²	
w_1 a w_2	je rychlost proudění v průřezích 1 a 2	[m.s ⁻¹]

Ztrátový součinitel je zaveden jako součinitel závislosti ztrátové výšky h_c na rychlostní výšce $\frac{w_a^2}{2g}$

v určujícím průtočném průřezu S_a měřené soustavy ve vodorovné poloze $h_c = \zeta \cdot \frac{w_a^2}{2g}$.

Položíme-li $h_1 = h_2$, $S_1 = S_2 = S_a$ (tím $w_1 = w_2 = w_a$), tlakový spád $p = (p_1 - p_2)$ a zavedeme-li objemový průtok $Q = w_a \cdot S_a$, úpravou těchto vztahů pak dostaneme základní rovnici pro objemový průtok potrubním prvkem nebo soustavou (stejný vstup a výstup, horizontální poloha):

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

a hmotnostní průtok

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

Když se nad těmito rovnicemi zamyslíme, zjistíme, že průtok armaturou nebo potrubním prvkem je určen tlakovým spádem na tomto prvku, objemovou hmotností (hustotou) média, ztrátovým součinitelem a určujícím průřezem. To znamená, že ventily se stejným udaným ztrátovým součinitelem, ale s různým DN, který určuje průtočný průřez, budou mít jiný hydraulický odpor. Proto se u regulačních ventilů ztrátové součinitele příliš nepoužívají, ale je naopak zvykem ztrátové součinitele udávat u uzavíracích ventilů, kde se předpokládá stejná světlost ventilu jako potrubí a kde se hydraulická ztráta tlaku na uzavíracím ventilu zahrnuje mezi ostatní hydraulické ztráty v potrubním systému.

Největší výhodou ztrátového součinitele ventilu je to, že přímo vychází z Bernoulliho rovnice, to znamená, že je kompatibilní se ztrátovými součiniteli dalších potrubních prvků včetně třecí ztráty v potrubí a že se tyto hodnoty v potrubní soustavě u sériově řazených prvků dají pro určení celkové tlakové ztráty jednoduše sčítat.

Z výše uvedených důvodů se u regulačních ventilů nebudeme dále ztrátovým součinitelem zabývat. Vzorce pro výpočet průtoku pomocí ztrátového a průtokových součinitelů a jejich vzájemné převody jsou uvedeny v kap. 2.2.3. až 2.2.7.

2.2.2. Průtokový součinitel

Průtokový součinitel je charakteristický součinitel potrubního prvku, který jednoznačně určuje jeho průtokové vlastnosti v daném stavu. Čím je průtokový součinitel vyšší, tím větší množství proteče prvkem nebo soustavou.

2.2.3. Průtokový součinitel A_v

Definice základního průtokového součinitele A_v vychází z výše uvedených rovnic (1) nebo (2), kde se výraz

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

označuje jako průtokový součinitel A_v .

Fyzikální interpretace vychází z definiční rovnice. Je to součinitel přímé závislosti objemového nebo hmotnostního průtoku na odmocnině tlakového spádu. Tato rovnice zároveň udává základní převodní vztah mezi ztrátovým a průtokovým součinitelem.

Průtokový součinitel A_v jednoznačně určuje průtočné parametry podobně jako dále popsany a v současné době téměř výhradně používaný součinitel K_v . V bývalé ČSSR byl používán jako ekvivalent K_v v jednotkách SI.

Pro technickou praxi je definován jako

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

kde

Q	je objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
ρ	je objemová hmotnost	[kg.m ⁻³]
Δp	je tlaková ztráta armatury	[Pa]

2.2.4. Průtokový součinitel Kv

V evropských zemích se u regulačních armatur převážně používá průtokový součinitel Kv. Vyjadřuje objemový průtok vody v m³.h⁻¹, který proteče regulačním ventilem za referenčních podmínek průtoku při daném zdvihu (tlakový rozdíl mezi definovanými tlakovými odběry před a za armaturou 1 bar, teplota vody 15 °C, rozvinuté turbulentní proudění, dostatečný statický tlak vylučující za uvedených podmínek možnost vzniku kavitace).

Definiční vztah

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

kde

Q	je objemový průtok	[m ³ .h ⁻¹]
ρ	je objemová hmotnost	[kg.m ⁻³]
Δp	je tlaková ztráta armatury	[MPa]

Výhodou tohoto součinitele je především jeho snadná fyzikální interpretace i to, že ve většině aplikací, kde je médium voda, lze zjednodušeně počítat průtok přímou úměrou s druhou odmocninou tlakového spádu. Po dosazení hustoty 1000 kg.m⁻³ a zadání tlakového rozdílu v barech dostaneme jednoduchý a zřejmě nejznámější vzorec pro výpočet Kv

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

kde

Q	je objemový průtok	[m ³ .h ⁻¹]
Δp	je tlaková ztráta armatury	[bar]

Z tohoto jednoduchého vztahu lze pak pro armaturu o známé hodnotě Kv dopočítat hodnoty průtoku i tlakové ztráty podle následujících vztahů, kde skutečnou tlakovou ztrátu pro známý průtok spočteme jako

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

a skutečný průtok pro známou tlakovou ztrátu jako

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

Při výpočtech s výše uvedenými zjednodušenými součiniteli Kv je nutno pečlivě dbát na dosazování tlakové ztráty v barech (1 bar = 100 kPa = 0,1 MPa).

2.2.5. Průtokový součinitel Cv

Celosvětově je ještě používán průtokový součinitel Cv, především tam, kde není zavedena soustava jednotek SI. Je to rovnocenný ekvivalent hodnoty Kv nebo Av a vyjadřuje množství US galonů vody 40 - 100 °F teplé, které proteče armaturou za 1 minutu při tlakovém spádu 1 psi

(1 US galon = 3,7854 litru, 1 psi = 6894,8 Pa).

V našich podmínkách je nejpraktičtější převést hodnotu Cv na Kv a pak provést výpočet průtokového množství či Δp , eventuálně určit hodnotu Kv, kterou pak případně potřeby specifikace ventilu v Cv převedeme na Cv. Jinak lze veškeré výpočty provádět stejně jako se součinitelem Kv, pouze je nutné důsledně dbát na používání správných jednotek - množství v US galonech/min, tlak v psi, hustotu v librách na krychlovou stopu ($1 \text{ lb.ft}^3 = 16,018 \text{ kg.m}^3$).

2.2.6. Jmenovitý průtokový a ztrátový součinitel

Hodnota průtokového, ev. ztrátového součinitele (K_v , A_v , C_v , ζ) je hodnota okamžitého průtokového nebo ztrátového součinitele regulační armatury, která je funkcí polohy škrticího orgánu, jehož změnou se dosahuje požadované změny průtoku nebo tlaku.

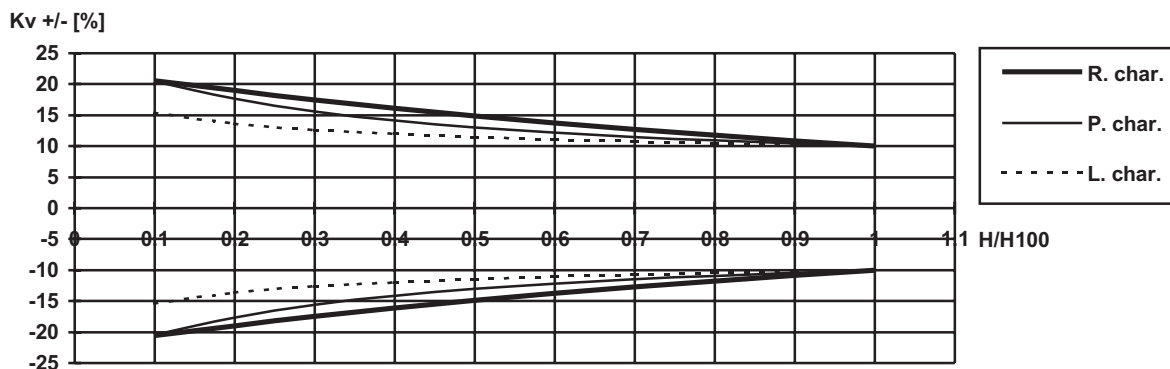
Hodnota jmenovitého průtokového součinitele (K_{vs} , A_{vs} , C_{vs}) nebo ztrátového součinitele (s) je hodnota průtokového nebo ztrátového součinitele sériově vyráběné regulační armatury při jejím plném otevření. Tato hodnota se určuje při typové zkoušce armatury a normou jsou určeny maximální dovolené odchylky součinitelů při plném otevření (K_{v100} , A_{v100} , C_{v100}) jednotlivých armatur daného typu od této hodnoty.

Tolerance nesmí přesáhnout $\pm 10\%$ jmenovité hodnoty průtokového součinitele a $\pm 20\%$ jmenovité hodnoty ztrátového součinitele. Údaj o jmenovitém ztrátovém součiniteli musí být doplněn údajem průtokového průřezu, ke kterému je ztrátový součinitel vztažen. Toleranční pásmo průtokových součinitelů je zespoda omezeno hodnotou dolní meze $K_v = 4,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, shora je pak omezeno hodnotou horní meze $K_v = 0,04 \cdot \text{DN}^2$ (pro ventil DN 100 je horní mez $400 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

Uvedená maximální povolená tolerance přesnosti průtokových součinitelů však není konstantní, ale mění se se zdvihem podle ČSN 13 4509, viz následující 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 nebo záporná odchylka od jmenovitého K_v v závislosti na zdvihu a $\Phi = \frac{K_v}{K_{vs}}$ je poměrný průtokový součinitel (charakteristika), viz kap. 2.3.1. Grafické vyjádření výše uvedeného vztahu je na obr. 2.1.



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

Je velice užitečné si uvědomit, že při objednávání armatur se nejčastěji specifikuje jmenovitý průtokový součinitel (K_{vs}), který však v sobě zahrnuje právě onu výše zmíněnou desetiprocentní možnou odchylku - jak kladnou, tak i zápornou.

2.2.7. Vzájemné převody průtokových součinitelů

Pro rychlý převod mezi jednotlivými ztrátovými součiniteli jsou dále uvedeny příslušné vztahy.

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

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

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

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

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

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

Pro přepočítání ztrátového součinitele na průtokový součinitel K_v a obráceně lze u potrubního prvku světlosti DN použít následujících vztahů:

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

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

2.3. Průtočná charakteristika

2.3.1. Definice

Průtočná charakteristika je definována jako funkční závislost průtokového součinitele na poloze uzávěru regulačního prvku.

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

Poměrný průtokový součinitel je poměr okamžitého průtokového součinitele A_v , K_v ku jmenovitému průtokovému součiniteli A_{vs} , K_{vs} udávanému výrobcem.

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

Poměrná průtočná charakteristika je funkční závislost poměrného průtočného součinitele Φ na poměrné poloze uzávěru regulačního prvku h , který je dán poměrem okamžitého zdvihu armatury H ku jejímu jmenovitému zdvihu H_{100} .

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

2.3.2. Lineární průtočná charakteristika

Ideální lineární poměrná průtočná charakteristika regulační armatury je taková charakteristika (viz obr. 2.2, písmeno L), ve které stejné přírůstky poměrného zdvihu h vyvolají stejné přírůstky poměrného průtokového součinitele Φ .

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

kde Φ_0 je poměrný průtokový součinitel při zdvihu $h = 0$, m je sklon charakteristiky.

Běžně se vyrábí lineární průtočná charakteristika

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

kteřá je zcela vyhovující při teoretickém regulačním poměru do 50 : 1, viz kap. 2.4.

Lineární charakteristika je ideální nástroj při regulaci technologických procesů, kdy se pracovní bod pohybuje v poměrně úzké oblasti zdvihu, a kdy existuje víceméně přímá závislost mezi procesem řízenou veličinou a průtokem média.

2.3.3. Rovnoprocentní průtočná charakteristika

Ideální rovnoprocentní poměrná průtočná charakteristika regulační armatury je taková charakteristika (viz obr. 2.2, písmeno R), ve které stejné přírůstky poměrného zdvihu h vyvolají stejné procentní přírůstky poměrného průtokového součinitele Φ .

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

kde Φ_0 je poměrný průtokový součinitel při zdvihu $h = 0$, n je sklon rovnoprocentní charakteristiky vynesené v souřadnicích $h - \ln \Phi$.

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

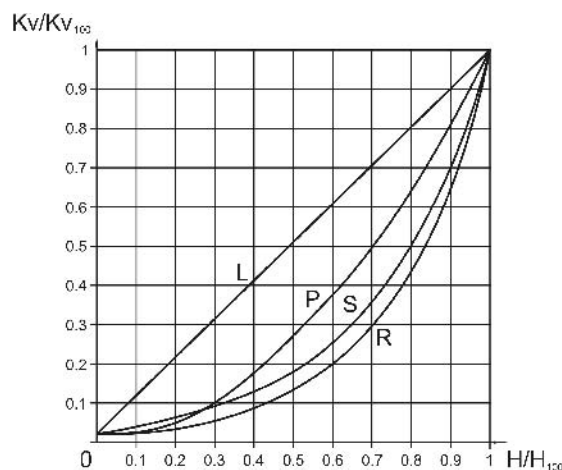
Pro dosažení teoretického regulačního poměru 50:1, viz kap 2.4, je nutné použít minimálně 4-procentní charakteristiku podle vztahu

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

Tato charakteristika je také u regulačních ventilů nejčastěji používána. Její matematické vyjádření je

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

Tvar této křivky je patrný z obr. 2.2, kdy poměrnému zdvihu 70% odpovídá téměř přesně 30% průtoku. Pro dosažení teoretického regulačního poměru např. 100:1 by již musela být použita charakteristika se sklonem 5, kdy 70% zdvihu odpovídá pouze 22% průtoku.



Obr. 2.2. Charakteristiky regulačních ventilů

Čím je vyšší sklon, tím se dosahuje většího prohnutí křivky v lineárních souřadnicích grafu podle obrázku 2.2.

Rovnoprocentní charakteristika je teoreticky vhodná jak pro regulaci při nižší autoritě (viz kap. 2.5) ventilu, kdy se v reálné soustavě více projevuje jak pokles tlaku dodávaného zdrojem při plném výkonu, tak i tam, kde je vyšší vliv tlakových ztrát potrubí. Tyto oba faktory způsobí pokles dispozičního tlakového spádu na ventilu s rostoucím průtokem. Následkem toho dochází k deformaci charakteristiky ventilu a ztrátě strmosti křivky v oblasti větších zdvihů.

Například u 4-procentní charakteristiky při autoritě ventilu 0,1 se při 70% otevření dostáváme již na hodnotu průtoku jako při ideální lineární charakteristice (kdy je autorita rovna 1) - zhruba 70%. Naproti tomu při stejné autoritě ventilu u lineární charakteristiky se při 70% zdvihu dostáváme již na 95% plného průtoku - to znamená praktickou ztrátu regulační schopnosti v této oblasti zdvihu. Zde se při rozsahu zdvihu 50 - 100% a autoritě ventilu $a = 0,1$ pohybujeme v oblasti 88 - 100% průtoku.

Rovnoprocentní charakteristiky se také s úspěchem používá v oblastech, kde je potřeba regulovat v diametrálně odlišných průtokových stavech, a kdy je navíc regulovaná veličina zprostředkována dalším technickým zařízením (typicky např. ekvitermní regulace), které deformuje závislost regulované veličiny v procesu na průtoku média ventilem. Praktickým příkladem je otopná soustava při zimním provozu a přechodném období spolu s charakteristikou připojeného výměníku tepla.

2.3.4. Parabolická průtočná charakteristika

Další charakteristikou je nepříliš často používaná parabolická průtočná charakteristika (viz obr. 2.2, písmeno P), jejíž průběh je možno pokládat za kompromis mezi lineární a rovnoprocentní charakteristikou.

Matematické vyjádření je

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

kde

Φ_0 je poměrný průtokový součinitel při zdvihu $h = 0$,

n je sklon parabolické charakteristiky vynesené v souřadnicích $h^2 - \Phi$.

Pro teoretický regulační poměr 50:1 je pak vyjádřena vztahem

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

Výhodou této charakteristiky je kompromis mezi vlastnostmi lineární a rovnoprocentní charakteristiky, kdy je potřeba regulovat při více stavech, které od sebe nejsou příliš vzdáleny a kde by byla regulace v oblasti maxima pomocí rovnoprocentní charakteristiky příliš strmá a naopak, v oblasti minima by nevyhovovala přílišná strmost lineární křivky.

2.3.5. Průtočná charakteristika LDMspline®

V praxi se zejména v oblasti vytápění a klimatizace používají často takzvané modifikované charakteristiky, vycházející principiálně z charakteristiky rovnoprocentní, které však mohou při vhodném průběhu lépe vyhovovat charakteru regulovaného zařízení, zejména výměníkům tepla voda - voda a teplovzdušným jednotkám. Takové křivky se často označují jako modifikované rovnoprocentní charakteristiky (EQM), výrobce od výrobce se liší a svým průběhem odrážejí snahu o tzv. linearizaci regulačního procesu, viz obr. 2.5.

Charakteristika LDMspline® (viz obr. 2.2, písmeno S) je speciálně vyvinutý a optimalizovaný tvar charakteristiky pro aplikace v oblasti vytápění, zejména pro regulaci při užití výměníků tepla voda - voda.

Pro teoretický regulační poměr 50:1 je její polynomické vyjádření

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

Výhodou této charakteristiky je přesnější regulace uvedených tepelných zařízení po celé délce zdvihu než u charakteristiky rovnoprocentní a navíc je už jejím návrhu zakomponována i její provozní deformace při práci s nižší autoritou (viz kap. 2.5.). Ostatní vlastnosti a oblast použití se blíží rovnoprocentní charakteristice s tím rozdílem, že je zde kladen důraz na schopnost regulace v oblasti prvních 15 až 50% zdvihu, což odpovídá statisticky nejčastějšímu provozu otopných soustav v přechodném období.

V předchozích odstavcích byly ukázány průběhy několika nejčastěji používaných charakteristik s vyznačením vhodnosti jejich použití. Je však třeba si uvědomit zásadní skutečnost, že mnohem podstatnější pro dobrou funkci ventilu je správné určení průtokového součinitele Kvs (nepředimenzování) než ideální tvar jeho charakteristiky, protože předimenzovaný ventil nemusí jeho charakteristika uspokojivě vykompenzovat, viz rovněž kap. 2.5.

2.3.6. Odchytky od průběhu charakteristiky

U sériově vyráběných armatur jsou normami definovány povolené odchytky od průběhu průtočné charakteristiky, viz rovněž kap. 2.2.6. Je definováno pásmo dovolených odchylek od

výrobce udané hodnoty (h), které je $\pm 10 \cdot \left(\frac{1}{\Phi}\right)^{0,2}$. Dále jsou definovány povolené odchytky

sklonu průtočné charakteristiky. Toleranční pásmo leží mezi polovinou až dvojnásobkem sklonu přímky spojující dva sousední body na průtočné charakteristice od sklonu přímky spojující tyto dva body na udané křivce.

2.4. Regulační poměr

Regulační poměr r je definován jako poměr největšího průtokového součinitele (Kvs) při plném otevření ku nejmenšímu průtokovému součiniteli (nejmenšímu regulovatelnému průtoku větším než nula).

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

Teoretický regulační poměr při ideální poměrné průtočné charakteristice je dán vztahem

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

a vychází čistě z rovnice jeho průtočné charakteristiky. U reálného ventilu je pak dán nejen vlastnostmi škrticího orgánu v blízkosti polohy zavřeno, ale zejména vlastnostmi jeho ovládní (pohonu). Vzhledem k parametrům (minimální regulační krok) moderních pohonů bývá praktický regulační poměr více než dvakrát vyšší než regulační poměr teoretický, vycházející jen z rovnice charakteristiky armatury.

Výše uvedené například jasně vypovídá o reálnosti teoretického regulačního poměru 100:1 např. na ventilu s lineární charakteristikou a zdvihem 10 mm. I v případě, že by regulační charakteristika začínala přímo od nulového průtoku, pak pracovnímu bodu při Φ min odpovídá vzdálenost kuželky od sedla 0,1 mm, což by odpovídalo přesnosti přestavování pohonu cca po 0,01 mm.

Je také velice problematické dosahovat větších regulačních poměrů u malých Kvs (menších než $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). Zde by měl být projektant velmi opatrný při návrhu ventilů v aplikacích, kde je potřeba regulačního poměru většího než 30:1. Z důvodu určitého nutného předimenzování Kvs v oblasti regulace maximálního průtoku (viz deformace průtočné charakteristiky, kap 2.5.) často není regulační soustava schopna dosáhnout ustáleného stavu k nastavení minimálního průtoku a dochází tak k cyklování regulačního ventilu kolem polohy zavřeno. Proto jsou pro oblast takto malých hodnot Kvs vyráběny speciální ventily, nazývané někdy mikroventily, které mají speciálně upravený škrticí systém právě pro zpracovávání velmi malých průtoků.

2.5. Autorita ventilu

Autorita ventilu (také poměrná tlaková ztráta ventilu nebo vlivnost ventilu) v potrubní soustavě se zavádí jako poměr dispozičního tlaku na ventilu při plném průtoku média (při zcela otevřeném ventilu) ku dispozičnímu tlaku při nulovém průtoku (při zcela uzavřeném ventilu) a značí se a .

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

Změna dispozičního tlaku (viz kap. 5.1.) na ventilu způsobuje deformaci průtočné charakteristiky ventilu, avšak spíše je správnější hovořit o průtočné charakteristice potrubní soustavy. Pro dobrou regulaci průtočného množství se udávají doporučení, aby byla autorita ventilu vyšší než 0,5, prakticky však postačí hodnota mezi 0,3 a 0,5. Čím více se autorita blíží jedné, tím více se průtočná charakteristika soustavy podobá ideální charakteristice ventilu, viz obr. 2.2. V méně náročných aplikacích a při dobré znalosti problematiky (je nutno spočítat deformaci charakteristiky ventilu) je však možné regulovat i při autoritě okolo 0,1, což ale nelze v žádném případě doporučit jako obecnou zásadu pro navrhování regulačních armatur.

U potrubní sítě s tvrdým zdrojem tlaku, tedy takovým, kdy celkový tlakový spád na soustavě je konstantní od nulového až po maximální průtok, je pokles tlaku na ventilu při rostoucím průtoku způsoben pouze rychlostní ztrátou tlaku v potrubí, tj. tlakovou ztrátou potrubí, ze které vyplývá dispoziční tlak pro každou armaturu. Ta je za předpokladu neproměnných průtočných průřezů soustavy a při dobrém návrhu závislá na druhé mocnině rychlosti proudění (při rozvinutém turbulentním proudění).

Pro tento případ se pak dá jednoduše matematicky určit závislost dispozičního tlaku na ventilu na průtoku a následně určit potřebný průtokový součinitel pro ustálení požadovaného průtoku. Ze známé průtokové charakteristiky je pak možno zjistit potřebné otevření ventilu odpovídající požadovanému průtoku.

Uvedeme jednoduchý příklad:

Celkový tlakový spád na soustavě je 2 bary. Celkové ztráty potrubní sítě při plném průtoku jsou 1 bar. Tyto ztráty jsou způsobeny pouze pevnými neproměnnými odpory. Zároveň je celkový tlakový spád stabilní. To znamená, že dispoziční tlak na ventilu je při plném průtoku 1 bar. Ventil má tedy autoritu $a = 0,5$. Plnému průtoku při tomto tlakovém spádu odpovídá Kv součinitel ventilu 80. Je instalován ventil Kvs 100. Zajímá nás, v jaké oblasti se budeme pohybovat při regulaci 30% výkonu průtočného množství.

Triceti procentům průtoku odpovídá 30% rychlosti média. Ztráty na pevných potrubních prvcích jsou závislé na druhé mocnině rychlosti, tedy činí $0,3^2 = 0,09$ násobek tlakové ztráty při plném průtoku. To znamená, že v daném případě činí 0,09 bar a tlakový spád na ventilu je 1,91 bar.

Potřebný Kv součinitel je nepřímo úměrný druhé odmocnině tlakového spádu. V tomto případě je tedy $\sqrt{1,91} = 1,38$ krát menší než při tlakovém spádu 1 bar. Potřebný Kv součinitel by při tlakovém spádu 1 bar činil $0,3 \times 80$, tedy $24 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. V této soustavě bude zapotřebí pouze $24 : 1,38 = 17,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Tomuto Kv potom na lineární charakteristice ventilu s Kvs 100 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ odpovídá poměrný zdvih zhruba 16%. Při rovnoprocentní charakteristice se pak ustaví zdvih kolem 57%. V tomto případě se průtočná charakteristika změnila jen nepatrně - ideálním křivkám při tomto průtoku odpovídají hodnoty zdvihu 20 a 60%.

Představme si dále, že ventil má autoritu 0,1. To potom znamená, že když je na ventilu při plném průtoku 1 bar tlakového spádu, na potrubí potom 9 bar. Při 30-ti procentním průtoku se potrubní ztráty zmenší na $9 \times 0,09 = 0,81$ bar. Na ventilu zůstane tlakový spád 9,19 bar. Potřebné Kv je tedy 3,03 krát menší než při 1 baru (původním návrhu). To znamená, že regulátor na ventilu nastaví hodnotu $Kv = 24 : 3,03 = 7,84 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. V případě lineární charakteristiky bude ventil cca na 6% zdvihu, při rovnoprocentní charakteristice na 36 - 37% zdvihu. Deformace ideálních charakteristik jsou zde potom daleko výraznější.

V této kapitole již byl zmíněn rozdíl mezi průtočnou charakteristikou ventilu a průtočnou charakteristikou soustavy. Průtočná charakteristika potrubní soustavy je závislost průtoku reálnou potrubní soustavou na poloze uzávěru regulační armatury. Tato závislost v sobě zahrnuje jak průtočnou charakteristiku regulačního ventilu, tak i vliv tlakových ztrát potrubní sítě (tento vliv je vyjádřen autoritou ventilu) i pokles tlaku zdroje. Často se právě na tyto vlivy zapomíná a je potom pochopitelná tendence zaměňovat ji s průtočnou charakteristikou samotného ventilu, což však zhruba vede ke zklamáním ze špatného průběhu regulace. To je dáno konkrétní velikostí autority v daném zapojení, kdy se výsledná průtočná charakteristika regulační armatury (regulovaného okruhu) deformuje. Pokud vyneseme tyto závislosti průtoku soustavou na zdvihu ventilu do grafu, získáme reálnou průtočnou charakteristiku této potrubní soustavy, viz obr. 2.3, 2.4 a 2.5, přičemž odvození vlivu autority na deformaci průtočné charakteristiky soustavy je uvedeno v následující kapitole.

Stručně shrnuto, autorita ventilu popisuje z hydraulického hlediska celý regulační okruh. Známe-li tedy autoritu známého ventilu při daném průtoku, jsme schopni dopočítat tlakové ztráty zbytku celého okruhu i při různých provozních stavech. Na této skutečnosti jsou rovněž založeny metody pro počítačové vyvažování potrubních sítí.

2.5.1. Vliv autority na deformaci průtočné charakteristiky soustavy

Příklady deformace ideálních průtočných charakteristik (lineární, parabolická, rovnoprocentní) při různých autoritách ventilu jsou znázorněny na obr. 2.3, 2.4 a 2.5. Jednoduché odvození vlivu autority ventilu na deformaci průtočné křivky celé větve se dá provést na příkladu potrubní soustavy s jedním potrubním prvkem č. 1 s proměnným průtokovým součinitelem (regulační ventil, Kv1) a celý zbytek větve se dá charakterizovat jako potrubní prvek č. 2 s pevným průtokovým součinitelem Kv2. Celá soustava je zatížena diferenčním tlakem Δp_c .

Pro průtok touto větví platí $Q_c = Q_1 = Q_2$, autorita $a = \Delta p_1 / (\Delta p_1 + \Delta p_2)$ - platí pouze pro plně otevřený ventil 1, tedy $Kv_1 = Kv_{1max} = Kvs_1$. Tlaková ztráta na regulačním ventilu je potom $\Delta p_1 = a \cdot (\Delta p_1 + \Delta p_2)$.

Uvedenou rovnici vyjádříme pomocí vztahu mezi objemovým průtokem a Kv ventilu:

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

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

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

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

Pro celkový průtokový součinitel soustavy K_{vc} platí

$$\frac{1}{K_{vc}^2} = \frac{1}{K_{v1}^2} + \frac{1}{K_{v2}^2}$$

neboli

$$K_{vc} = \sqrt{\frac{K_{v1}^2 \cdot K_{v2}^2}{K_{v1}^2 + K_{v2}^2}}$$

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

Po zavedení bezrozměrného průtokového součinitele $\Phi = \frac{K_v}{K_{vs}}$ dostaneme

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

a po úpravě

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

Maximální K_{vc} nastane pro plně otevřený ventil, tedy $\Phi_1 = 1$, z čehož po dosazení dostaneme

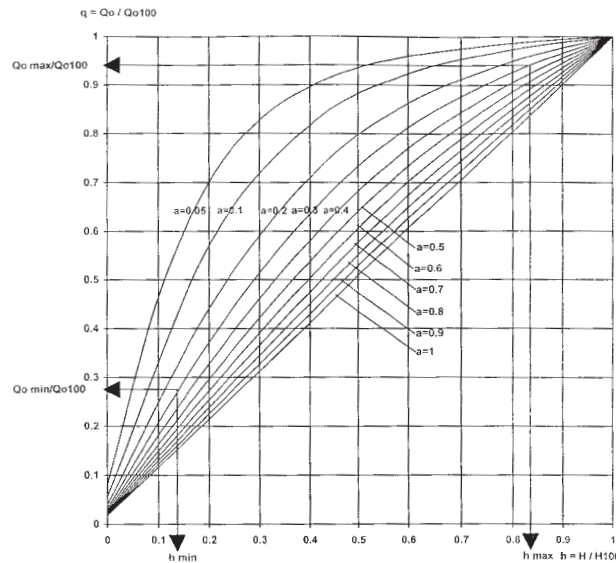
$$K_{vc_{\max}} = K_{vs} \cdot \sqrt{a}$$

Nás ale zajímá bezrozměrná průtoková charakteristika soustavy $\Phi_c = \frac{Kvc}{Kvc_{\max}}$,

takže po vydělení Kvc/Kvc_{\max} dostáváme konečný vztah pro průtočnou charakteristiku soustavy (deformaci charakteristiky ventilu) v závislosti na zdvihu ventilu h a autoritě a :

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

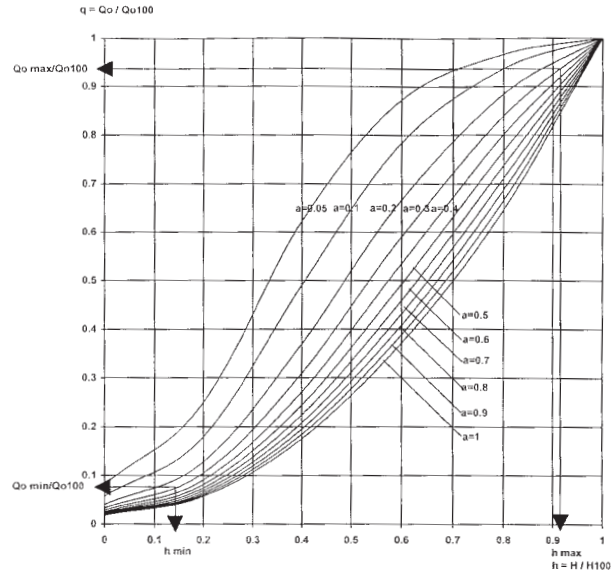
Pokud do předchozího vztahu dosadíme rovnici konkrétní charakteristiky ventilu, dostáváme následující vztahy a jejich grafický průběh podle obr. 2.3, 2.4 a 2.5.



Obr. 2.3. Deformace lineární průtočné charakteristiky ventilu

Následující vztah představuje rovnici poměrného průtoku pro ventil s lineární charakteristikou v závislosti na autoritě a jeho poměrném zdvihu:

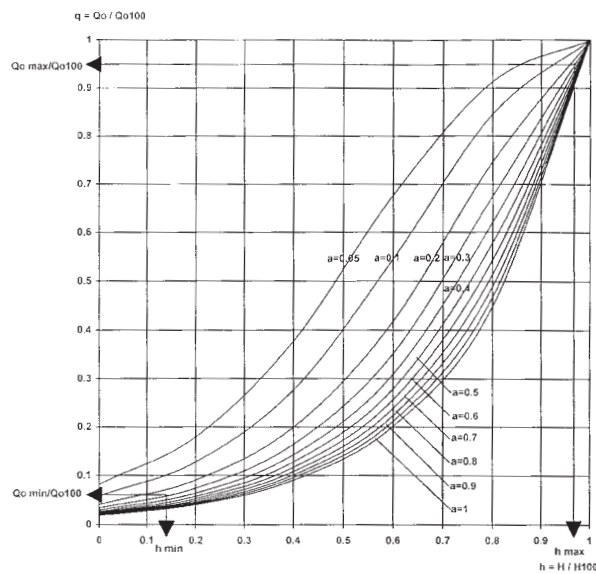
$$\Phi_c = \sqrt{\frac{1}{1 + a \cdot \left(\frac{1}{\left(0,0183 + 0,9817 \cdot \left(\frac{H}{H_{100}} \right) \right)^2} - 1 \right)}}$$



Obr. 2.4. Deformace parabolické průtočné charakteristiky ventilu

Rovnice poměrného průtoku pro ventil s parabolickou charakteristikou v závislosti na autoritě a jeho poměrném 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. Deformace rovnoprocentní průtočné charakteristiky ventilu

Rovnice poměrného průtoku pro ventil s rovnoprocentní charakteristikou v závislosti na autoritě a jeho poměrném zdvihu je pak následující:

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

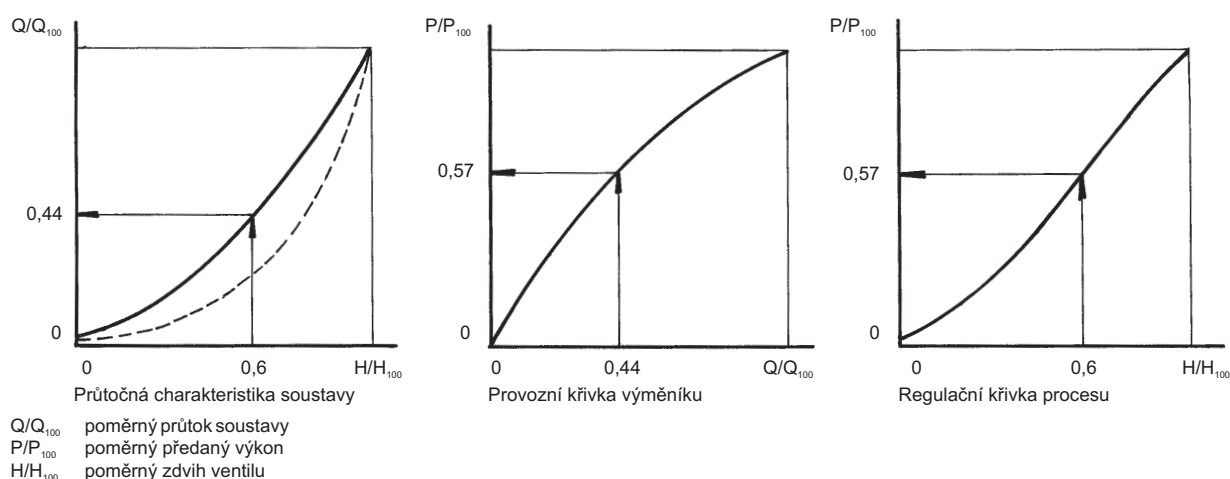
2.6. Regulační charakteristika procesu

V předchozích odstavcích byla zmíněna průtočná charakteristika ventilu, ale čistě z regulačního hlediska nás závislost průtoku média na zdvihu ventilu celkem nezajímá. Zajímá nás právě závislost regulované veličiny na výstupu regulátoru, ale potom je nutno se podívat ještě dále.

Máme průtočnou charakteristiku ventilu. Zdvih ventilu je lineárně závislý na výstupu z regulátoru. Máme průtočnou charakteristiku soustavy. A dále máme ještě závislost regulované veličiny na průtoku média soustavou - provozní křivku výměníku či jiného zařízení.

Součinem provozní křivky (např. výměníku tepla) a regulační charakteristiky potrubní soustavy pak dostáváme závislost regulované veličiny na zdvihu ventilu, viz obr. 2.6, tedy v případě lineární vazby i závislost regulované veličiny na výstupu z regulátoru - regulační charakteristiku procesu.

Pro dobrou regulaci je důležité, aby výsledná regulační křivka v celém regulačním pásmu se pokud možno co nejvíce blížila přímce. Důvodem je to, aby stejné změny (přírůstky nebo úbytky) výkonu byly dosahovány pokud možno stejnými změnami zdvihu regulační armatury kdekoli v celém rozsahu zdvihu, což významně přispívá ke stabilitě regulace. Právě na tuto skutečnost má přímý vliv charakteristika ventilu, kdy vhodně volená charakteristika regulační armatury může výrazně vylepšit (a naopak) kvalitu i stabilitu regulačního procesu.



Obr. 2.6. Regulační charakteristika procesu

V obr. 2.6 je v levé části čárkovaným průběhem vyznačena ideální průtočná charakteristika regulačního ventilu a plným průběhem jeho deformovaná křivka (průtočná charakteristika nebo křivka soustavy). Zde je právě velice důležité si uvědomit, že závislost průtoku média je určena právě průtočnou charakteristikou celé potrubní soustavy (vliv autority), nikoli jen charakteristikou ventilu (viz kap. 2.5. a 2.5.1.), a tudíž je prakticky nemožné korektně navrhnout regulační ventil bez alespoň minimální znalosti souvisejících vlivů (zejména autorita, která z hydraulického hlediska popisuje celý regulovaný okruh).

2.6.1. Součinitel přenosu soustavy

Součinitel přenosu (zesílení) soustavy, je definován vztahem

$$K_s = \frac{dP}{dh} = \operatorname{tg}\alpha \quad \text{kde}$$

- dP je změna výkonu odpovídající změně zdvihu dh
 dh je změna zdvihu odpovídající změně výkonu dQ
 α je směrnice tečny bodu na regulační charakteristice soustavy

a vyjadřuje poměrnou závislost změny výkonové odezvy zařízení na změně zdvihu regulační armatury. Prakticky se tedy jedná o pokračování obr. 2.6, kdy je výsledná regulační charakteristika procesu převedena na tangentu jednotlivých bodů na regulační charakteristice soustavy, viz dále kap. 3.5.1.

Zesílení soustavy dává dobrý přehled o její praktické regulovatelnosti, resp. grafický průběh zesílení dává konečnou odpověď na regulovatelnost soustavy v celém průběhu zdvihu armatury. Jak bylo uvedeno výše, regulační charakteristika soustavy by měla být nejlépe lineární, což potom znamená, že koeficient přenosu (zesílení) soustavy bude při $\alpha = 45^\circ$ roven jedné ($\operatorname{tg}\alpha = 1$). Hodnoty vyšší než 1 znamenají vyšší citlivost soustavy na změnu zdvihu regulační armatury, hodnoty nižší než 1 znamenají naopak menší citlivost na regulační zásah.

2.7. Výpočet K_v hodnoty

2.7.1. Nestlačitelné tekutiny

Průtokový, ev. ztrátový součinitel ventilu jsou definovány a měřeny jako objemový průtok vody za přesně definovaných podmínek. Pro součinitel K_{vs} jako objemový průtok vody 15°C teplé ventilem při tlakovém spádu 1 bar (100 kPa), za podmínky přesně definovaného umístění odběrů tlaku, při zachování rozvinutého turbulentního proudění ($Re > 10\,000$) a při dostatečné vzdálenosti podmínek měření od možnosti vzniku kavitace.

V praxi je pak možné pomocí tohoto součinitele určit průtok kapalného média ventilem při zachování těchto výše uvedených podmínek. Tedy při znalosti okamžitého statického tlaku před a za ventilem - prakticky na vstupu a výstupu do a z ventilu, při zachování rozvinutého turbulentního proudění a při dostatečném statickém tlaku za ventilem vyšším než tlak sytých par daného média a samozřejmě při znalosti vlastností média (alespoň hustota). Trochu složitěji a méně přesně je možné počítat průtok ventilem i při vzniku kavitace, ev. při $Re < 10\,000$, ale bližší vysvětlení této problematiky již přesahuje rámec této kapitoly a pravděpodobně i potřeby technické praxe. V rámci předchozích podmínek pak platí vzorce uvedené v následující tab. 2.1.

Proudění při Re menším než 10 000, kavitace i odpařování způsobují obecně snížení hodnot průtoku oproti těmto vzorcům:

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

Tab. 2.1. Výpočtové vztahy pro průtok nestlačitelných tekutin

kde $N = \frac{1}{36000}$ [m³.h] a veličiny dle tab. 2.1 jsou uvedeny v jednotkách

Q [m³.s⁻¹]
 Q_m [kg.s⁻¹]
 Δp [Pa]
 ρ [kg.m⁻³].

V technické praxi se však častěji používají vzorce ve tvaru

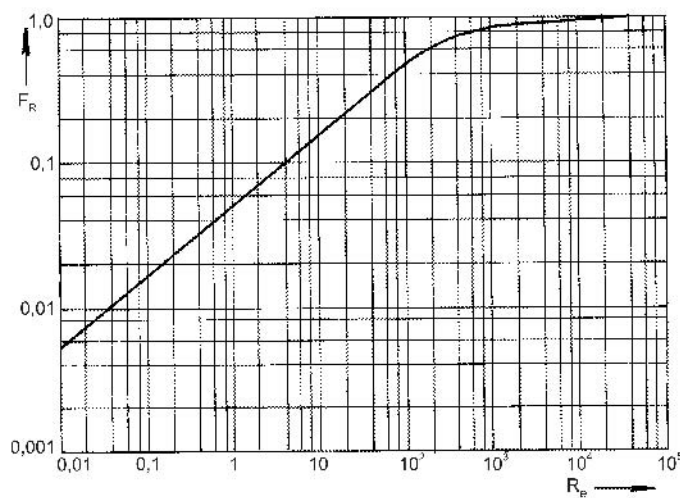
$$Q = 100 \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}} \quad K_v = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{\Delta p}}$$

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

kde veličiny jsou uvedeny v jednotkách

Q - objemový průtok [m³.h⁻¹]
 Q_m - hmotnostní průtok [kg.h⁻¹]
 Δp - tlaková ztráta [MPa]
 ρ - objemová hmotnost (hustota) [kg.m⁻³]

Vliv Reynoldsova čísla je možno potom kompenzovat součinitelem F_R, který odečteme z obr.2.7.



Obr. 2.7. Kompenzační součinitel F_R

Objemový průtok ventilem pak vypočteme jako $Q_R = F_R \cdot Q$, hmotnostní průtok ventilem $Q_{mR} = F_R \cdot Q_m$, kde Q a Q_m jsou hodnoty průtoků spočtené dle vzorců v tab. 2.1.

Vliv snížení průtoku vlivem kavitace ani odpařování již tak jednoduše provést nelze. Kromě toho jde o oblasti průtoku, které enormně namáhají regulační systém ventilu i celý ventil a jsou přípustné pouze u pro tato použití speciálně konstruovaných a navrhovaných ventilů.

2.7.2. Stlačitelné tekutiny

Vzorce pro výpočet průtoku stlačitelného média regulačním ventilem vycházejí opět ze stejných vztahů jako pro průtok nestlačitelných kapalin, tedy z Bernoulliho rovnice a rovnice kontinuity. Chování stlačitelného média je respektováno zavedením stavové rovnice reálného plynu ve tvaru

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

kde

p	je absolutní tlak plynu	[Pa]
V	objem plynu	[m ³]
n	látkové množství	[mol]
Z	součinitel kompresibility	[1]
R	molová plynová konstanta	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
T	absolutní teplota plynu	[K]

Objem plynu vyjádříme pomocí hustoty jako $V = \frac{m}{\rho}$, kde m je hmotnost plynu [kg].

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

a dosazením do rovnice pro hmotnostní průtok (2) dostaneme

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

kde

Y	je expanzní součinitel	[1]
x	poměrný tlakový spád	
index 1	udává hodnotu veličiny na vstupu do ventilu	

Chceme-li spočítat objemový průtok při normálních podmínkách Q_n , použijeme vztahu

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

kde

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

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

Tyto dva vztahy jsou vzaty jako základní pro výpočet průtoku stlačitelných tekutin dle IEC 534-2-2, 1980. Použitím přepočtových vztahů je možné získat obdobné vztahy pro K_v , A_v a C_v .

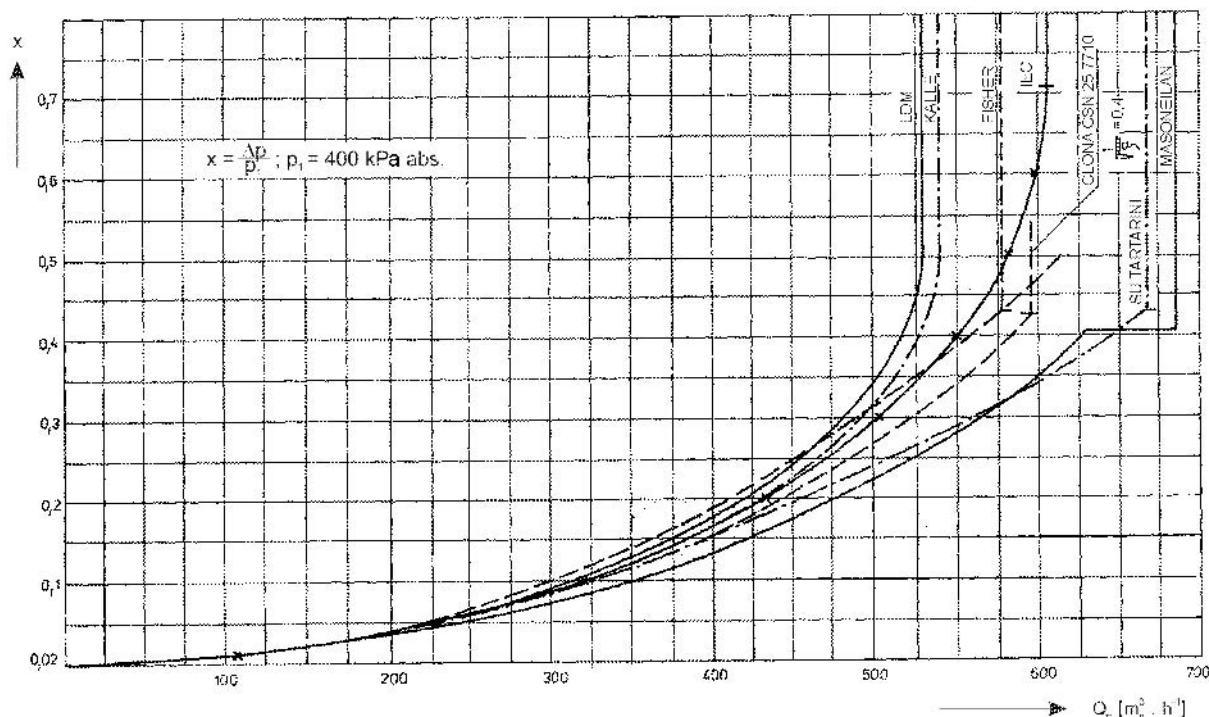
Největším problémem je určení expanzního součinitele Y , kde se projevuje obtížně kvantifikovatelný vliv dalších činitelů (poměr nejmenšího průtočného průřezu a průřezu vstupu do ventilu, tvar průtočných kanálů, poměrný tlakový spád, Reynoldsovo číslo, izentropický exponent). Proto se v technické praxi používají zjednodušené vztahy uvedené v následující tab. 2.2. Tyto vztahy velice dobře souhlasí s výpočtem dle IEC pro podkritické tlakové poměry, odchylky je pak možné zjistit v oblasti kritického až nadkritického proudění. Výsledky analýzy vztahů používaných různými výrobci regulačních ventilů provedené pro mezinárodní normalizační komisi IEC pro modelový případ (přímý ventil DN 25, tvarovaná kuželka, $Kvs = 10$, suchý vzduch, $p_1 = 400$ kPa, 293 K, kritický průtok) jsou vidět v obr. 2.8. Uvedené výpočtové vztahy odpovídají rovněž metodice výpočtů firmy LDM.

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

Tab.2.2. Zjednodušené vztahy pro průtok stlačitelných tekutin ventilem

Je však nutno upozornit, že vztahy uvedené v tab. 2.2 platí při použití následujících jednotek:

značka	název	jednotka
K_v	průtokový součinitel	$m^3 \cdot h^{-1}$
p_1	absolutní tlak před regulačním ventilem	MPa
p_2	absolutní tlak za regulačním ventilem	MPa
Δp	tlakový spád na ventilu ($= p_1 - p_2$)	MPa
Q	objemový průtok za provozního stavu p_1, T_1	$m^3 \cdot h^{-1}$
Q_a	objemový průtok za normálního stavu (273 K, 0,101MPa)	$m^3 \cdot h^{-1}$
Q_m	hmotnostní průtok za provozního stavu p_1, T_1	$kg \cdot h^{-1}$
T_1	absolutní teplota na vstupu do ventilu	K
v	měrný objem páry při teplotě T_1 a tlaku $p_1/2$	$m^3 \cdot kg^{-1}$
v_2	měrný objem páry při teplotě T_1 a tlaku p_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$
x	poměrný hmotnostní obsah syté páry v mokré páře	1
ρ_a	hustota plynu za normálního stavu	$kg \cdot m^{-3}$



Obr.2.8. Konfrontace výsledků výpočtů průtoku stlačitelných tekutin regulačním ventilem

V případě výpočtů stlačitelných médií, jejichž stav se blíží hranici zkvalnění (sytá a mokrá pára apod.) je vhodnější použít výpočetních programů vytvořených pro tento účel. Také je potřeba dbát jisté opatrnosti při výpočtech ventilů na vysoké tlakové spády - např. vysoce přehřátá pára, kdy se používají vícestupňové redukce tlaku. Je pak nutné vědět, pro jaké médium a na jaké parametry je určen Kvs ventilu. Proto je lepší specifikaci ventilu v těchto případech ponechat na výrobci.

2.8. Kavítace

Kavítace je jev, kdy v kapalině rázově vznikají a zanikají parní bublinky, který se regulačních ventilů objevuje při škrcení vlivem místního poklesu tlaku. Tento stav výrazně snižuje životnost exponovaných součástí a je provázen hlukem a vibracemi, přičemž kavítace u ventilů vzniká tehdy, pokud se statický tlak média dostane při průtoku ventilem pod hodnotu parciálního tlaku sytých par média. Bývá to pravidelně v oblasti nejužšího průřezu, kde má proudění nejvyšší rychlost. Podrobněji je o vzniku a účincích kavítace pojednáno v kap. 6 a jejich podkapitolách o jednotlivých typech regulačních kuželek, zde se omezíme pouze na kontrolu vzniku kavítace, která by měla být v případě pochybností součástí návrhu každé regulační armatury.

U regulačních ventilů s jednostupňovou redukcí (prakticky každý případ v komerční oblasti vytápění a chlazení) se kavítace může rozvinout v případě, je-li splněna podmínka

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

kde

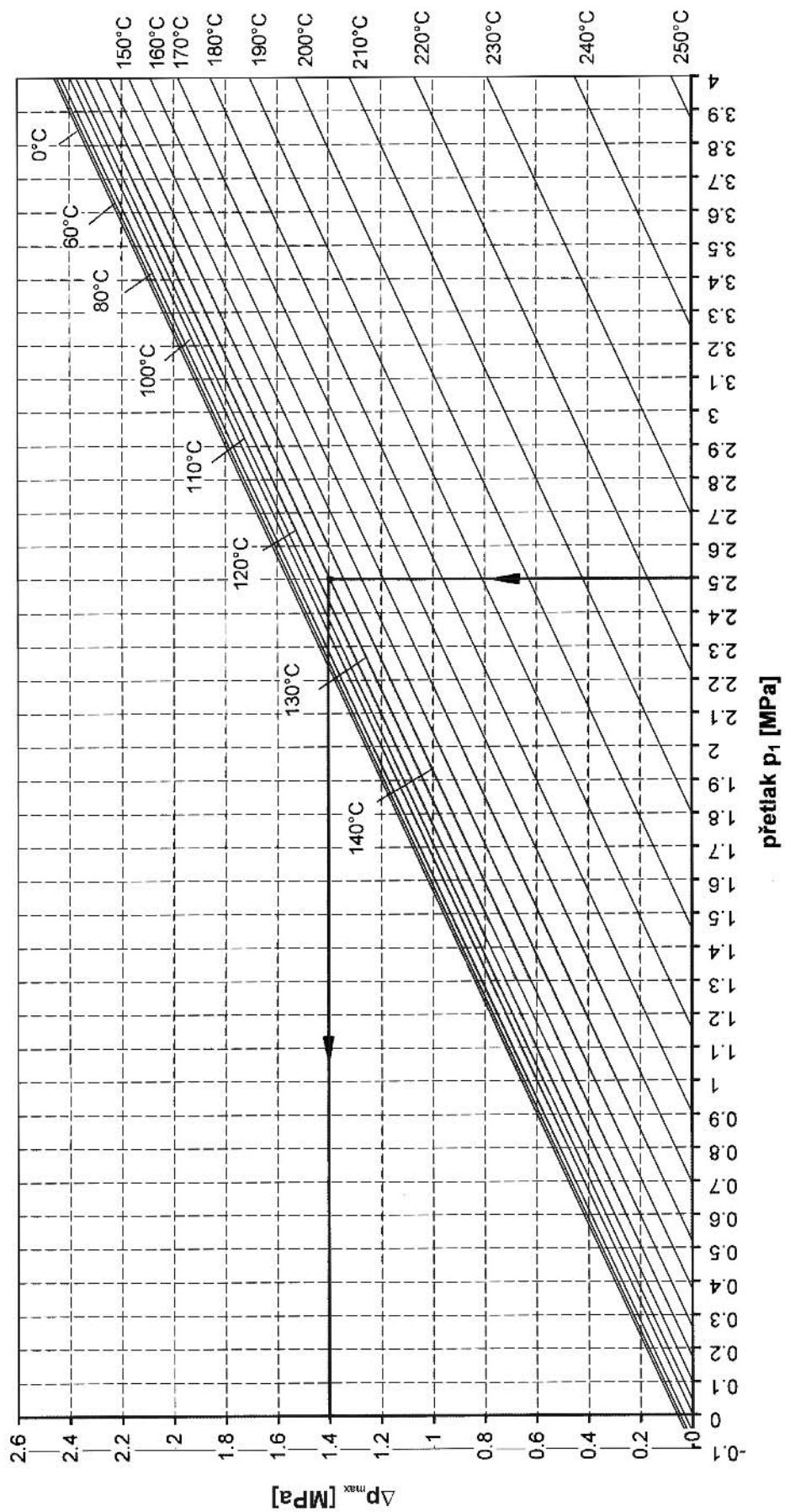
p_1	je vstupní přetlak	[MPa]
p_2	je tlak za ventilem	[MPa]
p_s	je tlak sytých par média při konkrétní teplotě	[MPa]

V případě pravděpodobnosti vzniku rozvinuté kavítace je nutné volit u regulačních ventilů škrticí systém se zvýšenou odolností proti jejím účinkům, tzn. použít děrovanou kuželku nebo kuželku a sedlo s návarem těsnících ploch z tvrdokovu (stelit). Rovněž lze navrhnout vícestupňovou

redukci, nicméně použití takových ventilů spadá spíše do oblasti teplotních zdrojů a energetiky.

K rychlé kontrole vzniku kavitace u regulačních ventilů s jednodušňovou redukcí lze použít diagram uvedený na obr. 2.9, kde Δp_{\max} je maximálním povoleným tlakovým spádem z hlediska kavitace při daných podmínkách.

Závislost Δp_{\max} na vstupním přetlaku p_1 a na teplotě vody proti vzniku kavitace



Obr. 2.9. Diagram závislosti vzniku kavitace

2.9. Návrh regulačních ventilů

Při návrhu ventilu je potřeba projít všechny základní charakteristiky a vlastnosti ventilu. To se týká základních otázek volby materiálu tělesa, volby materiálu ucpávky a určení jeho jmenovitého tlaku a připojovacích rozměrů. Tyto základní volby jsou stejné jako u běžných uzavíracích ventilů.

U regulačních armatur navíc následuje volba vhodného škrticího systému vzhledem ke zpracovávanému tlakovému spádu a dalším podmínkám průtoku média ventilem (kavitace, odpařování média, abrazivní součásti, proudění stlačitelných médií při nadkritickém tlakovém spádu apod.) a také typ pohonu, který také určuje provedení ventilu (tlakově vyvážený - tlakově nevyvážený, přímý - reverzní). Tyto aspekty můžeme zahrnout mezi hlavní kritéria výběru konstrukčního provedení ventilu.

Pokud máme hotov tento základní výběr, můžeme se věnovat návrhu regulačních vlastností ventilu.

Základní funkcí regulační armatury je regulovat průtok nebo tlakovou ztrátu v potrubní soustavě na žádanou hodnotu. K tomu má regulační armatura k dispozici pouze jedinou vlastnost - proměnný průtokový součinitel. Regulační armatura v zaregulované soustavě nemá ve skutečnosti hodnotu průtokového součinitele K_{vs} , na který byla navrhována, ale vykazuje okamžitou hodnotu průtokového nebo ztrátového součinitele takovou, jakou nastavil regulátor pro dosažení požadované regulované hodnoty. To znamená, že v konkrétním okamžiku leží hodnota průtokového součinitele mezi nulou (poloha zavřeno) a jmenovitou hodnotou (plné otevření). To, jak plynulá a jemná tato regulace je, je dáno polohou pracovního bodu na regulační charakteristice řízeného procesu, a je tudíž, jak bylo uvedeno výše, do značné míry ovlivněno okamžitou polohou pracovního bodu na průtokové charakteristice regulační armatury a celé soustavy (významný vliv autority).

Provozní křivka spotřebiče protékajícího média, tedy závislost regulované veličiny na průtoku média spotřebičem určuje polohu pracovního bodu na průtočné charakteristice soustavy. V případě, že neexistují exaktní závislosti, je vhodné určit minimálně tři základní provozní stavy - při maximálním, nominálním a minimálním průtoku média.

Hydraulické tlakové ztráty celého potrubního okruhu odečtené od okamžitého dostupného rozdílu tlaku na zdroji určují při daném odběru dispoziční tlak na regulačním ventilu, který bude tímto ventilem zpracován. Nutno zde podtrhnout, že hydraulická ztráta potrubního systému není konstantní, ale je kvadraticky závislá na průtoku média tímto systémem. Současně je třeba mít na zřeteli, že ani charakteristika zdroje není konstantní, ale díky vnitřnímu odporu zdroje klesá dostupný tlakový rozdíl na zdroji (výtláčná výška čerpadla apod.). Proto je potřeba určovat dispoziční tlak p na regulačním ventilu velice svědomitě, aby zkrácením této hodnoty nedošlo následně k návrhu špatné hodnoty K_{vs} .

Při každém z těchto stavů bude téměř s jistotou k dispozici jiný tlakový rozdíl na ventilu. Pro každý tento stav proto musíme zvlášť spočítat K_v součinitel ventilu. A teprve po důkladném zvážení všech výsledků těchto výpočtů můžeme zvolit K_{vs} součinitel ventilu. Měli bychom se však předem zabírat následujícími otázkami:

- Je skutečně potřebný spočítaný maximální průtok ventilem?
- Musíme při tomto stavu ještě regulovat (požadovat eventuální zvýšení průtoku v závislosti na jiných regulačních parametrech)?
- Co se stane, když tohoto průtoku nebude možno dosáhnout?
- Kde leží pracovní bod (zdvih při zvolené charakteristice) ventilu při regulaci jmenovitého průtoku?
- Kde leží pracovní bod ventilu při regulaci minimálního množství?
- Je reálné regulovat jedním ventilem maximální i minimální průtok?
- Co se stane, když nebudu schopen minimální množství regulovat?
- Co je horší, nedosažení maximálního nebo minimálního průtoku?

Ačkoli předchozí otázky mohou znít zkušeným projektantům samozřejmě, přesto se vyplatí si je vždy položit, protože v sobě obsahují nejen návrh při jmenovitých podmínkách, ale zejména reálný provozní stav při částečném zatížení, který právě v praxi způsobuje problémy s kvalitou regulace zejména tepelných zařízení.

Po skutečně seriózním zamyšlení se nad předchozími otázkami by měla být teprve zvolena hodnota K_{vs} . V případě, že je skutečně potřeba dosáhnout maximálního průtoku, pak by měla být vyšší než K_{vs} . Proto se doporučuje navýšení této hodnoty o 25 až 30%. Toto navýšení v sobě dále zahrnuje jak možnou minusovou odchylku maximální K_v hodnoty od K_{vs} (-10%), tak deformaci průtočné charakteristiky (hydraulické ztráty a pokles tlaku zdroje, zanesení filtru, autorita ventilu). Navýšení hodnoty K_{vs} je také nutné v případech zejména u technologických procesů, kde je žádána určitá přetížitelnost zařízení.

V reálné praxi ve vytápění se naopak doporučuje většinou volit K_{vs} hodnotu nejbližší nižší. Důvod je ten, že se často neprovádí kompletní tepelné ani hydraulické výpočty a tlakové a průtokové poměry se bohužel pouze odhadují, přičemž se v těchto odhadech projevuje tendence jistit se. Uvážíme-li, že první předdimenzování otopné soustavy začíná u výpočtu tepelných ztrát, pokračuje volbou otopné plochy, potrubní sítě až ke zdroji tepla, není překvapením, že procento předdimenzování otopných soustav bývá značné. Navíc větší vliv na změnu výkonu má teplota přívodu, resp. teplotní spád než průtok. Proto je jistění se při návrhu z hlediska dosažení průtoku v aplikacích pro vytápění zbytečné.

Po volbě K_{vs} je žádoucí zkontrolovat regulační rozsah ventilu. Pokud se poměr

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

blíží nebo dokonce převyšuje hodnotu teoretického regulačního poměru ventilu, je zapotřebí se zamyslet nad možností, jak se vyhnout problémům s regulací minimálního množství. Nejprve je vhodné zjistit, zda není možno zvýšit autoritu ventilu. To je možné buď navýšením tlaku zdroje v oblasti plného výkonu, nebo snížením hydraulických ztrát na potrubní trase. Pokud tato možnost neexistuje, je možno buď použít kvalitnější ventil s vyšším regulačním poměrem (pokud takový existuje), anebo řešit regulaci minimálního množství menším, paralelně k hlavnímu ventilu připojeným ventilem (paralelně řazené ventily).

Kritéria pro volbu průtočné charakteristiky byla již zmíněna dříve. Prvořadá je snaha, aby regulace pracovala dobře a v celém rozsahu. Jinými slovy to znamená, aby se regulační charakteristika celého řízeného procesu blížila ideální lineární závislosti. V případě, že tomuto požadavku nelze vyhovět, je potřebné zvážit, na který provozní stav jsou kladeny vyšší nároky a který je tak prioritní. Lineární charakteristika lépe vyhovuje v oblasti vyšších poměrných průtoků a při vysoké autoritě ventilu, rovnoprocentní charakteristika naopak velmi dobře poslouží při důrazu na dobrou citlivost regulace při malých poměrných průtocích a při nižší autoritě ventilu. Parabolická závislost je kompromisem mezi oběma uvedenými charakteristikami. Charakteristika LDMspline® je potom optimalizovanou (průběh odpovídá statisticky nejčastější charakteristice výměníků tepla voda - voda) variantou odvozenou z rovnoprocentní charakteristiky s tím rozdílem, že v sobě obsahuje deformaci průtočné křivky a oproti rovnoprocentní charakteristice má vyšší citlivost na začátku a na konci zdvihu.

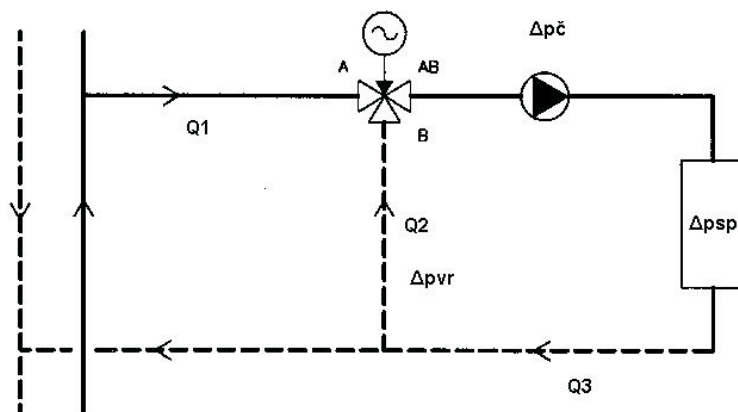
2.9.1. Specifika návrhu třicestného regulačního ventilu

Třicestné regulační ventily jsou v současné době oblíbeným prvkem při řešení regulačních uzlů. Jsou využívány pro svou schopnost směřovat (nebo rozdělovat) teplotonosnou látku v potřebném poměru pro dosažení požadované teploty. Třicestné armatury jsou obvykle na svých vstupech (portech) označovány písmeny, vstup primární vody (přívodu) je označován písmenem A, zkrat (vratná větev, zpátečka) písmenem B a pro společný výstup (trvale otevřený) slouží označení AB. Pro dobrou a bezproblémovou směšovací funkci by vstupy A a B neměly být zatíženy rozdílným diferenčním tlakem. V opačném případě lze očekávat problémy s možným obrácením proudění ve vstupu B za určitých provozních stavů a tím částečné nebo i úplné ztráty směšovací funkce.

Třícestné regulační ventily jsou využívány jak pro možnost směšování, tak i pro svou schopnost pracovat jako rozdělovací, pokud jsou pro tuto funkci konstruovány (tato možnost však musí být výslovně uvedena v projektových podkladech konkrétního výrobce).

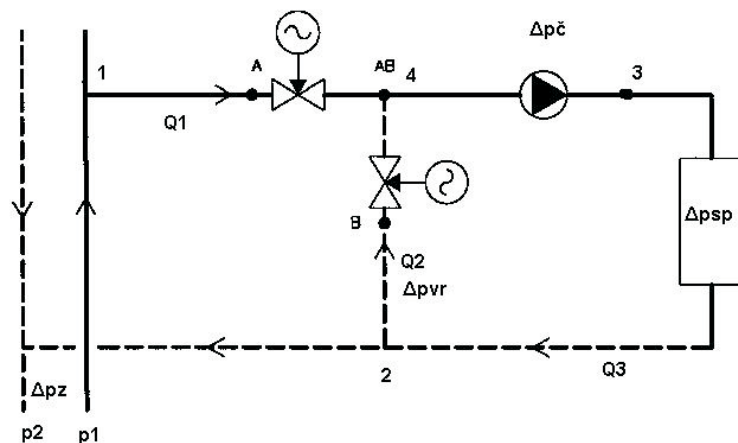
Návrh třícestného regulačního ventilu se vzhledem k výše uvedenému vyznačuje určitými specifiky, zejména tam, kde technologické zapojení počítá se zatížením vstupu A diferenčním tlakem.

V další části si ukážeme způsob návrhu a výpočtu třícestného ventilu v zapojení podle obr. 2.10, které je často využíváno pro svou (zdánlivou) jednoduchost u tlakově závislých připojení.



Obr. 2.10. Třícestný směšovací ventil zatížený diferenčním tlakem

Třícestný regulační ventil je pro potřeby odvození jeho provozního chování možno nahradit dvěma regulačními ventily, které mají stejné K_{vs} , charakteristika větví A i B je volitelná a pro jejich vzájemnou závislost zdvihu platí, že $h_A = 1 - h_B$, viz obr. 2.11.



Obr. 2.11. Náhrada třícestného směšovacího ventilu dvěma dvoucestnými ventily

Pro jednoduchost si odvození provedeme dle zjednodušených vzorců pro výpočet K_v platných pro vodu, budeme tedy předpokládat konstantní hustotu vody $\rho = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$, dále budeme předpokládat rozvinuté turbulentní proudění a konečně nebudeme uvažovat s možností vzniku kavitace.

Pro uvedené schéma platí následující předpoklady:

- soustava je zatížena tlakovým rozdílem mezi přívodem a zpátečkou Δp_z
- tlak čerpadla Δp_c je nezávislý na oběhovém množství
- zanedbáme odpory přívodní části potrubí k ventilu A a též odpor potrubí mezi bodem 2 a připojením zpátečky.
- ventil chceme dimenzovat na nominální průtočné množství Q_{3nom} , které musí protéci soustavou při zcela uzavřené větvi A a plně otevřené větvi B. Při tomto nominálním průtoku je tlaková ztráta spotřebiče včetně potrubí od bodu 4 do bodu 2 rovna Δp_{sp} , tlaková ztráta vratné větve od bodu 2 do bodu 4 bez započítání ztráty na ventilu 2 rovna Δp_{vr} . Pro navržený ventil proto musí být splněna podmínka

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

Při praktickém návrhu potom vybereme nejbližší vyšší Kvs součinitel z nabízené řady u daného typu ventilu.

- hodnoty součinitelů K_{v_A} a K_{v_B} jsou závislé na zdvihu h ventilu A, jak již bylo deklarováno při náhradě trojcestného ventilu dvěma dvoucestnými. Výpočet platí pro libovolné charakteristiky v obou větvích, jen při konkrétním numerickém výpočtu je zapotřebí dosadit do vzorců správnou funkci odpovídající zvolené charakteristice.

Pro výpočet budeme potřebovat Kv součinitele jednotlivých větví. Ty spočítáme z nominálních parametrů okruhu, tedy z hodnot průtoku Q_{3nom} a tlakových ztrát Δp_{sp} a Δp_{vr} , které nastanou právě při tomto průtoku. Potom platí

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

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

Dále zavedeme redukovaný Kv součinitel vratné větve B $K_{v_{Bred}}$, kde jsou řazeny v sérii Kv součinitel vratné větve $K_{v_{vr}}$ a součinitel K_{v_B} regulačního ventilu B. Pro toto zapojení platí:

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

Předpokládejme, že při malém pootvření větve A bude tlak p_2 vyšší než tlak p_4 , že tedy nedojde k otočení proudění ve vratné větvi. Potom pro jednotlivé průtoky platí $Q_3 = Q_1 + Q_2$ a dále na základě vztahu

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

můžeme psát:

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

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

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

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

Ze schématu dále vyplývají následující vztahy:

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

$$\Delta p_z = p_1 - p_2$$

$$p_2 = konst$$

Je zřejmé, že v tomto matematickém modelu nezávisí výpočet průtoků na velikosti statického tlaku v soustavě (není zde uvažováno s omezením průtoků vlivem kavitace). Proto můžeme soustavu rovnic dále zjednodušit zavedením předpokladu, že $p_2 = 0$.

Takto jsme dostali řešitelnou soustavu sedmi rovnic o sedmi neznámých $Q_1, Q_2, Q_3, p_1, p_2, p_3$ a p_4 , která nám popisuje proudění soustavou od počátku zdvihu ventilu A do bodu zvratu. Ten je definován podmínkou, že $Q_2 = 0$, a tedy $Q_1 = Q_3, p_4 = p_2 = 0$. Z výše uvedených rovnic pak odvodíme, že bod zvratu nastává při zdvihu h ventilu A takovém, pro který platí:

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

Pokud je zvolený Kvs součinitel třícestrného regulačního ventilu větší než hodnota Kv_{zv} příslušející bodu zvratu, potom dojde během otevření ventilu nad hodnotu zdvihu h příslušející Kv součiniteli bodu zvratu Kv_{zv} k otočení proudění ve větvi B. Matematický model popisující chování soustavy je potom potřeba upravit takto:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2$$

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

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

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

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

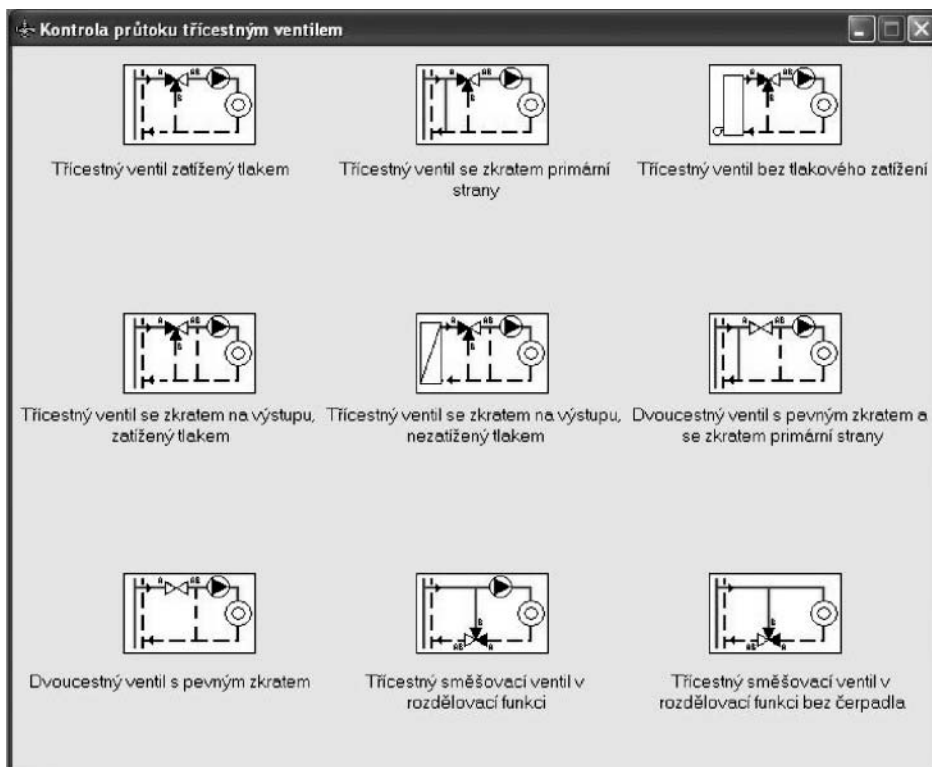
$$\Delta p_z = p_1 - p_2$$

$$p_2 = konst$$

Těchto sedm rovnic popisuje chování soustavy od hodnoty zdvihu ventilu většího než hodnota příslušející Kv součiniteli bodu zvratu Kv_{zv} (dle zvolené hodnoty Kvs a průtočné charakteristiky větve A ventilu) až do plného otevření.

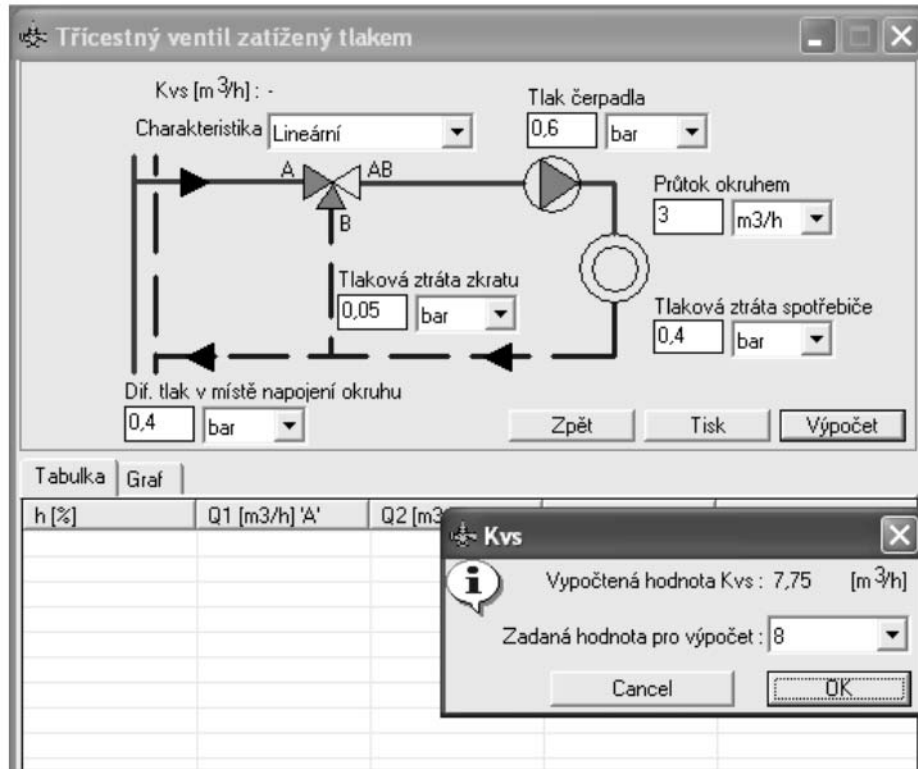
Uvedené rovnice je možné řešit vhodně zvolenou numerickou metodou, neboť exaktní řešení této soustavy je velice složité. Výpočetní program Ventily 2004 vytvořený firmou LDM řeší sedm základních typů zapojení dvou a třícestrných ventilů ve směšovací nebo rozdělovací funkci. Následující obrázky demonstrují jeho využití pro nahoře řešený příklad. Postup je následující:

V programu Ventily 2006 otevřeme záložku nadepsanou **Kontrola průtoku třícestným ventilem**.



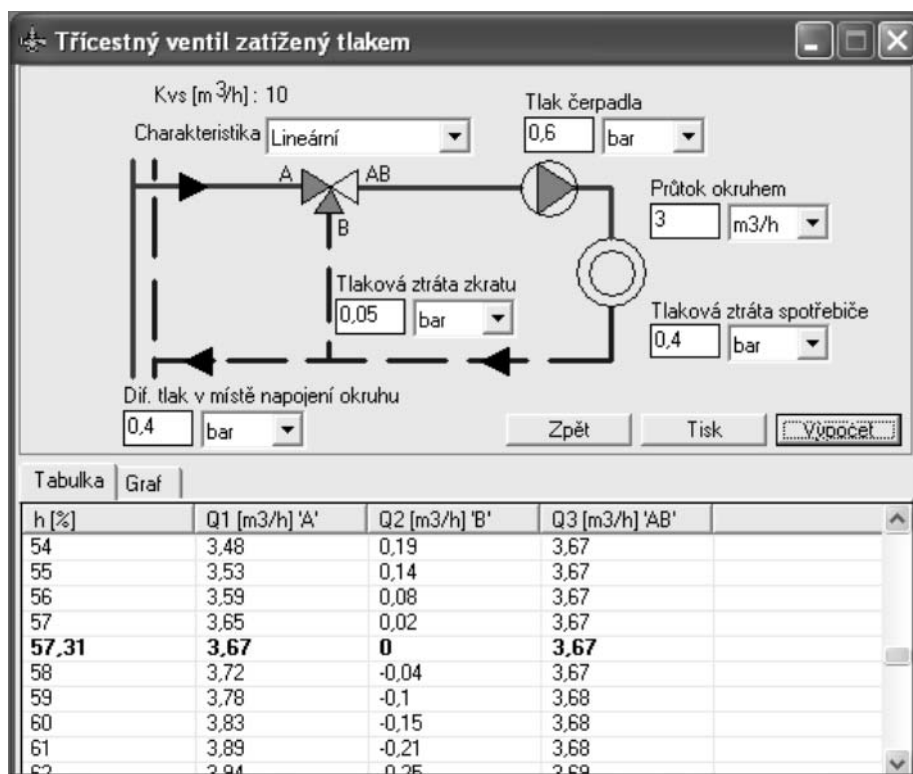
Obr. 2.12. Dialogové okno "Kontrola průtoku třícestným ventilem"

Řešenému příkladu odpovídá horní levé schéma. Po jeho otevření se nabídne následující dialogové okno s předdefinovanými hodnotami, které je možné upravit dle konkrétní potřeby. Pokud necháme původní hodnoty, vidíme, že je potřeba nadimenzovat a zkontrolovat směšovací ventil tak, aby okruhem spotřebiče proteklo nominální množství $3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlaku čerpadla 0,6 bar. Při tomto průtoku máme již spočten odpor větve spotřebiče na 0,4 bar a ve vratné větvi 0,05 bar. Okruh je zatížen tlakovým rozdílem mezi přívodem a zpátečkou 0,4 bar. Předpokládáme použití směšovacího ventilu s lineární charakteristikou v obou větvích.



Obr. 2.13. Výpočet Kv třicestného ventilu v programu Ventily 2006

Po klepnutí na záložku **Výpočet** podle obr. 2.13 se objeví dialogové okno informující o vypočtené hodnotě $K_v = 7,75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a vybízející ke zvolení součinitele K_{vs} . Z nabízených hodnot zvolíme hodnotu 10. Ve spodní části okna se nám objeví spočtené hodnoty průtoku Q_1 , Q_2 a Q_3 při jednotlivých procentech zdvihu. Tučně vytištěná řádka informuje o dosažení bodu zvrata při 57,31% zdvihu, viz obr. 2.14.



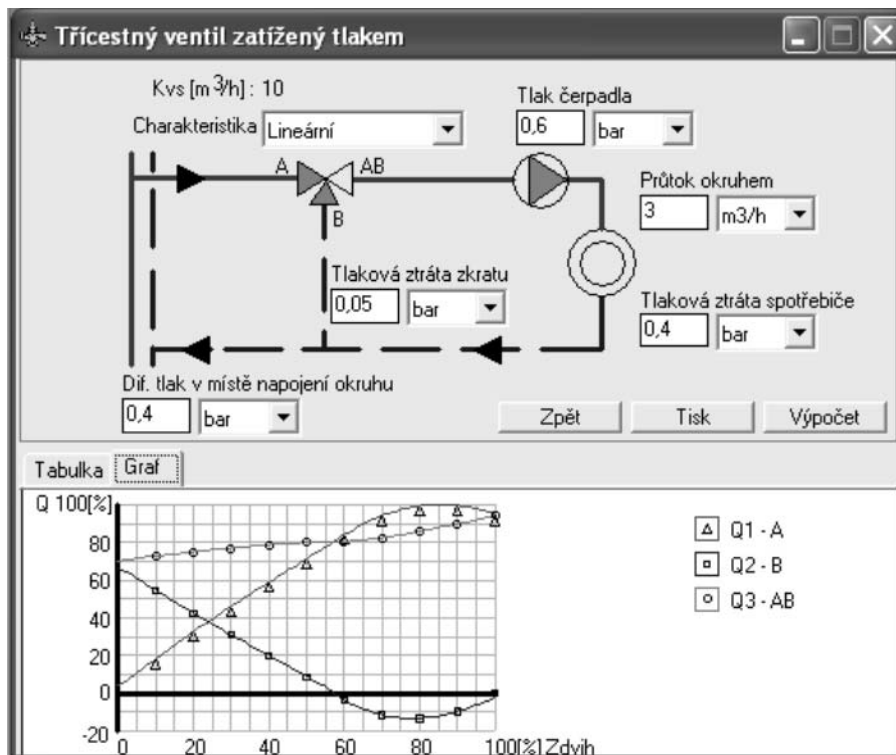
Obr. 2.14. Bod zvratu pro uvedený příklad

Otevřením záložky **Graf** se zobrazí grafické znázornění průtoků soustavou, přičemž hodnotě 100% průtoku neodpovídá zvolená nominální hodnota $3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, ale skutečně dosažená maximální hodnota průtoků větvemi, což je v tomto případě $Q1_{\text{max}} = 4,56 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

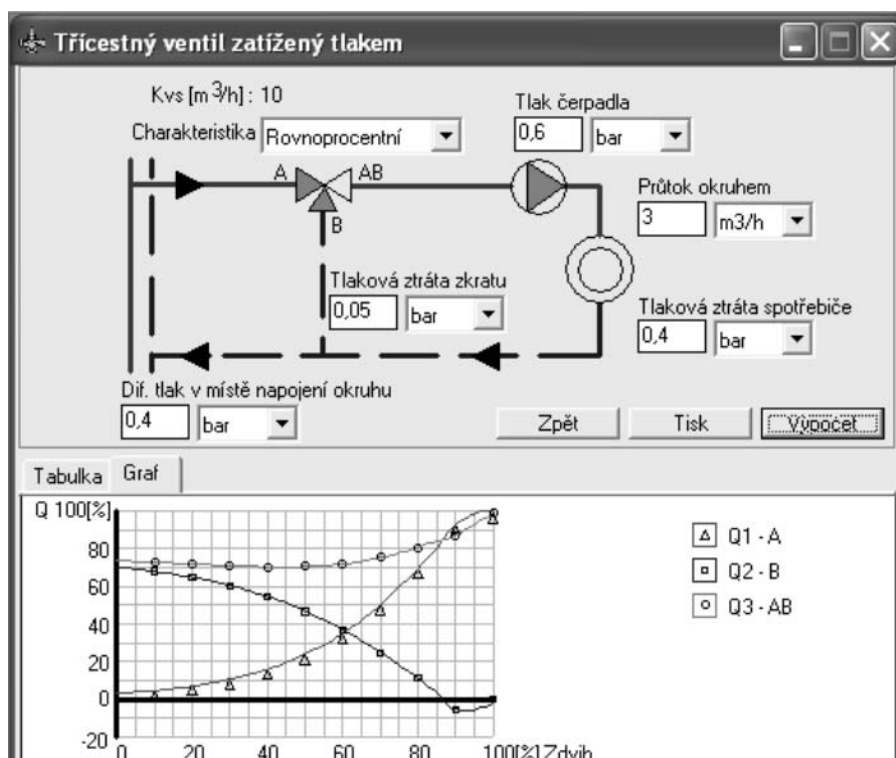
Můžeme rovněž zkontrolovat, že hodnota průtoku větví spotřebiče nikde neklesne pod požadovanou hodnotu $Q3_{\text{nom}}$.

S tímto programovým vybavením pak lze provádět detailní analýzu pro různé druhy a typy armatur pro každý konkrétní případ. Důsledným prověřením možných provozních stavů je možné odhalit již v průběhu zpracování projektové dokumentace případné provozní problémy.

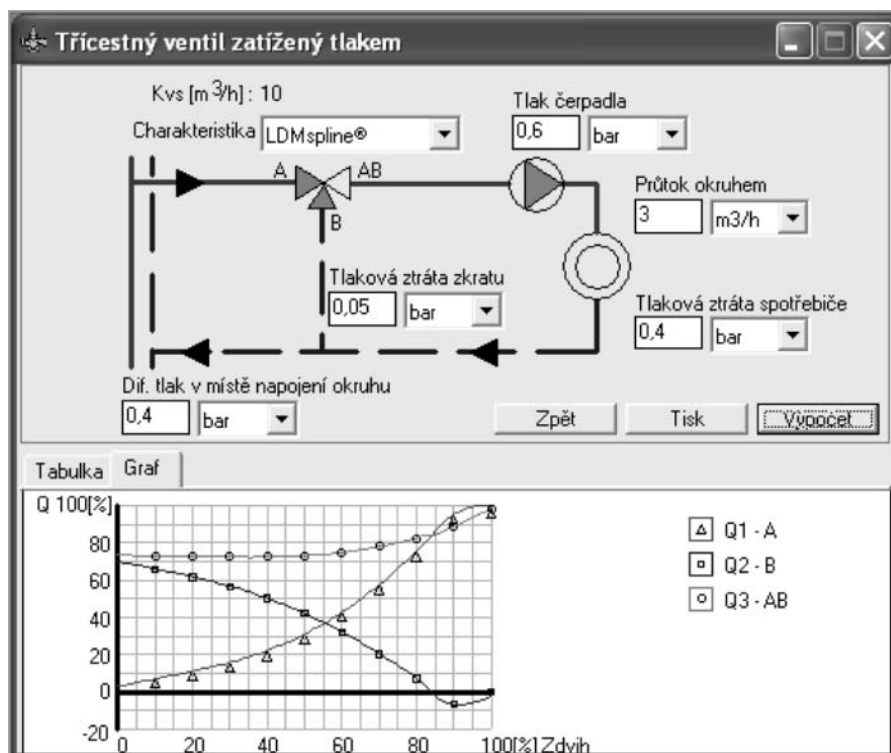
Můžeme například provést porovnání vhodnosti jednotlivých průtočných charakteristik pro daný případ. Na obrázcích 2.15, 2.16 a 2.17 vidíme postupně grafické znázornění průtoku popsanou soustavou při lineární, rovnoprocentní a LDMspline® průtočné charakteristice ve větví A. Je zřejmé, že rovnoprocentní i LDMspline® charakteristika jsou pro daný případ vhodnější, neboť bodu zvratu se dosahuje později a pro regulaci je k dispozici větší rozsah zdvihu. U LDMspline® navíc oproti rovnoprocentní charakteristice nedochází k charakteristickému snížení průtoku spotřebičem na začátku zdvihu, ale průtok se drží na téměř ideálně konstantní hodnotě, což zlepšuje regulaci dodávky tepla v přechodném období.



Obr. 2.15. Průběh směšování při lineární charakteristice



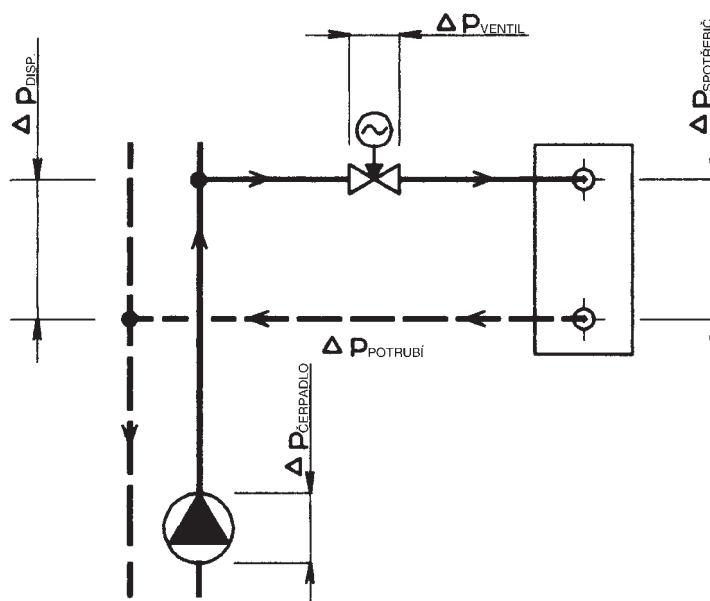
Obr. 2.16. Průběh směšování při rovnoprocentní charakteristice



Obr. 2.17. Průběh směšování při charakteristice LDMspline®

2.9.2. Příklad návrhu dvoucestného regulačního ventilu

Máme navrhnout dvoucestný regulační ventil podle schématu zapojení na obr. 2.18 a k dispozici máme následující údaje: médium voda, 155° C, statický tlak v místě připojení 1200 kPa (12 bar), dispoziční tlak v místě připojení $\Delta p_{\text{DISP}} = 80 \text{ kPa}$ (0,8 bar), tlakové ztráty $\Delta p_{\text{POTRUBÍ}} = 15 \text{ kPa}$ (0,15 bar), $\Delta p_{\text{SPOTŘEBIČ}} = 25 \text{ kPa}$ (0,25 bar), jmenovitý průtok $Q_{\text{NOM}} = 8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, minimální průtok $Q_{\text{MIN}} = 1,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



Obr. 2.18. Příklad zapojení dvoucestného ventilu

Protože platí, že $\Delta p_{DISP} = \Delta p_{VENTIL} + \Delta p_{SPOTŘEBIČ} + \Delta p_{POTRUBÍ}$, dostáváme potřebnou tlakovou ztrátu ventilu $\Delta p_{VENTIL} = \Delta p_{DISP} - \Delta p_{SPOTŘEBIČ} - \Delta p_{POTRUBÍ} = 80 - 25 - 15 = 40 \text{ kPa (0,4 bar)}$. Kv hodnota je potom

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

Bezpečnostní přírůstek na výrobní tolerance (pouze za předpokladu, že průtok Q nebyl předimenzován) spočteme jako

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

Ze sériově vyráběné řady Kv hodnot vybereme nejbližší, tj. $K_{VS} = 16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Této hodnotě odpovídá světlost DN 32 a z hodnoty daného statického tlaku vybereme tlakový stupeň, tj. PN 16. Nyní přijde na řadu volba materiálu ventilu, typu ucpávky apod. a zde se již také rozhoduje o použití konkrétního pohonu. V tomto bodě tedy budeme volit mezi ventilem přímým nebo reverzním a vyváženým nebo nevyváženým, viz kap. 4. Vyvážený ventil by musel být použit v tom případě, kdyby osová síla zvoleného pohonu neuzavřela požadovaný diferenční tlak. Zde je na místě se zmínit ještě o dalším kritériu volby mezi vyváženým a nevyváženým ventilem, a to, zda máme uzavřít diferenční tlak daný zadáním nebo uzavřít hodnotu celkového tlaku v daném místě (tlak statický + dynamický tlak od čerpadel). Dispoziční (dynamický) tlak bývá totiž mnohem menší než celkový tlak v místě napojení ventilu. Pokud by požadavek zněl na uzavření celkového tlaku (typicky se jedná o havarijní ventily, které mají uzavírat mimo jiné na základě signálu o zaplavení stanice - zde se pak uvažuje, že při porušeném potrubí je za ventilem pouze atmosférický tlak), musela by být osová síla pohonu kontrolována na tento celkový tlak. V praxi se pak havarijní ventily (uzávěry) z bezpečnostních důvodů většinou navrhuje na uzavření plného tlaku (tlakového stupně) armatury, tj. pro PN 16 je to 16 bar, pro PN 40 je to 40 bar apod.

Po výběru K_{VS} hodnoty by měla být určena skutečná tlaková ztráta podle vztahu

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

a takto vypočtená skutečná tlaková ztráta regulační armatury by měla být zohledněna v hydraulickém výpočtu sítě (výpočet zaregulování).

Dále je potřeba zkontrolovat autoritu zvoleného ventilu podle vztahu

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

příčemž a by mělo být rovno nejméně 0,3. Kontrola zvoleného ventilu tedy vyhovuje. Zde je třeba upozornit na to, že výpočet autority je potřeba vztahovat k tlakovému rozdílu na ventilu v uzavřeném stavu ($\Delta p_{VENTILH0}$), tedy k dispozičnímu tlaku větve Δp_{DISP} při nulovém průtoku. Zde pro jednoduchost uvažujeme $\Delta p_{VENTILH0} = \Delta p_{DISP}$, což znamená, že $\Delta p_{DISP} = \text{konst.}$ nezávisle na průtoku větvi.

Dále by měl být zkontrolován regulační poměr, kdy nejprve spočteme nárůst tlaku na regulačním ventilu (tlaková ztráta pevných odporů klesá s druhou mocninou průtoku) při průtoku $Q_{MIN} = 1,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Tomuto průtoku odpovídají tlakové ztráty $\Delta p_{POTRUBÍMIN} = 0,40 \text{ kPa}$, $\Delta p_{SPOTŘEBIČMIN} = 0,66 \text{ kPa}$ a z toho $\Delta p_{VENTILMIN} = 80 - 0,4 - 0,66 = 79 \text{ kPa}$. Nyní můžeme spočítat minimální Kv hodnotu

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

Potřebný regulační poměr je potom

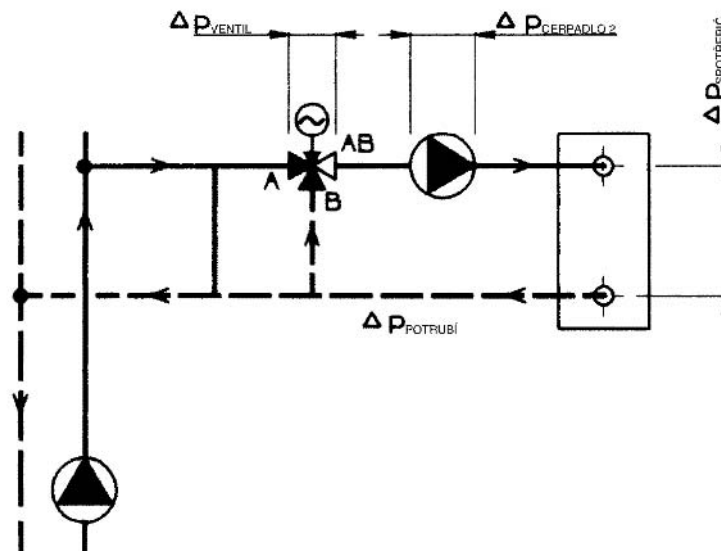
$$r = \frac{Kv_S}{Kv_{MIN}} = \frac{16}{1,46} = 11$$

a takto spočtený regulační poměr je menší než teoretický regulační poměr ventilu $r = 50$. Kontrola tedy vyhovuje. Na základě vypočtených hodnot Kv a Kv_{MIN} potom lze rozhodnout o volbě charakteristiky tak, aby zvolená charakteristika odpovídala typu regulovaného zařízení (viz použití jednotlivých charakteristik v kap. 2.3. a 2.5.) a aby ventil pracoval v co největším rozsahu zdvihu. Porovnáme-li spočtené hodnoty s průběhem charakteristik dle obr. 2.2., pro rovnoprocenní charakteristiku vychází $h_{NOM} = 96\%$ a $h_{MIN} = 41\%$. Rozsah zdvihu je tedy pro tuto charakteristiku v našem případě 55%. Pro charakteristiku LDMspline® vychází $h_{NOM} = 93\%$ a $h_{MIN} = 30\%$. Rozsah zdvihu je zde 63%, a proto by v tomto případě měla být dána přednost této charakteristice (ventil bude pracovat s větším rozsahem zdvihu, což přispívá k lepší stabilitě regulace).

Dále by měl být ventil kontrolován z hlediska kavitace, což lze provést výpočtem dle kap. 2.8. nebo podle diagramu na obr. 2.9. Rovněž by měl být kontrolován maximální diferenční tlak, proti kterému je ventil schopen uzavřít atd. podle předchozích odstavců. Pro představu o obecném návrhu regulačního ventilu však uvedený příklad zcela postačí.

2.9.3. Příklad návrhu třicestného regulačního ventilu

Máme navrhnut třicestný regulační ventil podle schématu zapojení na obr. 2.19 a k dispozici máme následující údaje: médium voda, 90 °C, statický tlak v místě připojení 1200 kPa (12 bar), tlak čerpadla okruhu $\Delta p_{\text{ČERPADLO 2}} = 40$ kPa (0,4 bar), tlakové ztráty $\Delta p_{\text{POTRUBÍ}} = 10$ kPa (0,1 bar), $\Delta p_{\text{SPOTŘEBÍČ}} = 20$ kPa (0,2 bar), jmenovitý průtok $Q_{NOM} = 7$ m³·h⁻¹.



Obr. 2.19. Příklad zapojení třicestného ventilu

Protože platí, že $\Delta p_{\text{ČERPADO 2}} = \Delta p_{\text{VENTIL}} + \Delta p_{\text{SPOTŘEBIČ}} + \Delta p_{\text{POTRUBÍ}}$, dostáváme potřebnou tlakovou ztrátu ventilu $\Delta p_{\text{VENTIL}} = \Delta p_{\text{ČERPADO 2}} - \Delta p_{\text{SPOTŘEBIČ}} - \Delta p_{\text{POTRUBÍ}} = 40 - 20 - 10 = 10 \text{ kPa (0,1 bar)}$. Kv hodnota je potom

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

Bezpečnostní přídavek na výrobní tolerance (pouze za předpokladu, že průtok Q nebyl předimenzován) spočteme jako

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

Ze sériově vyráběné řady Kv hodnot vybereme nejbližší, tj. $K_{vs} = 25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Této hodnotě odpovídá světlost DN 40 a z hodnoty daného statického tlaku vybereme tlakový stupeň, tj. PN 16. Nyní přijde na řadu volba materiálu ventilu, typu ucpávky apod. a zde se již také rozhoduje o použití konkrétního pohonu. Kontrola maximálního diferenčního (uzavíracího) tlaku v portu A se zde jako v případě dvoucestných ventilů neprovádí, protože diferenční tlaky jsou v těchto případech většinou velmi malé. Pokud by přece jen hodnota diferenčního tlaku byla příliš velká (to platí zejména pro třicestné ventily zatížené tlakem v portu A - typicky tlakově závislá připojení bez zkratu), musela by být vybrána taková osová síla pohonu, která by daným nárokům vyhovovala.

Po výběru K_{vs} hodnoty by měla být určena skutečná tlaková ztráta podle vztahu

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

a takto vypočtená skutečná tlaková ztráta regulační armatury by měla být zohledněna v hydraulickém výpočtu sítě (výpočet zaregulování).

Nyní by měl být ventil zkontrolován na obrácené proudění zkratem podle kap. 2.9.1. a podle této kontroly určena jeho průtočná charakteristika, což však v našem případě díky volbě technologického zapojení odpadá (před ventilem je umístěn zkrat primární sítě). Přísně vzato, výpočet zatížení portu A by měl být proveden s tlakovou ztrátou zkratu primární sítě a potrubí mezi tímto zkratem a ventilem, nicméně ta je v naprosté většině případů tak malá, že ji můžeme pokládat za nulovou.

Dále je potřeba zkontrolovat autoritu zvoleného ventilu (za předpokladu konstantního průtoku okruhem spotřebiče) podle vztahu

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

což znamená, že závislost průtoku přímou větví odpovídá ideální průtočné charakteristice ventilu. V tomto případě tedy můžeme volit bez jakéhokoli nebezpečí lineární charakteristiku v obou portech, tzn. že součtový průtok je téměř konstantní po celé délce zdvihu ventilu. Kombinace s rovnoprocentní charakteristikou v portu A a lineární v portu B by byla pravděpodobně zvolena v tom případě, kdyby byl vstup A proti vstupu B zatížen diferenčním tlakem (netýká se našeho příkladu) nebo kdyby byly parametry na primární straně příliš vysoké.

2.9.4. Sériově a paralelně řazené regulační ventily

V některých aplikacích se lze setkat s nároky, které nejsou zodpovědně splnitelné jediným regulačním ventilem. Důvodem pro volbu sériového řazení ventilů bývá většinou zvládnutí vysokého tlakového spádu, kdy jednostupňová redukce přestává vyhovovat jak z hlediska

proudění, tak i kavitace apod., avšak tyto případy se v oblasti vytápění nevyskytují. Tato problematika spadá spíše do oblasti energetiky a průmyslu a bývá často řešena vícestupňovým regulačním škrťicím systémem v rámci jednoho ventilu.

Pro výpočet Kv hodnoty ventilů v sériovém řazení platí vztah

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

kde

Kv_{cN} je celkový Kv součinitel sériově řazených N ventilů
 Kv_1, Kv_2 až Kv_N jsou Kv součinitele jednotlivých ventilů

2.9.4.1. Příklad návrhu paralelně řazených regulačních ventilů

Častější jsou ve vytápění paralelně řazené ventily, kde můžeme rozlišit dva hlavní způsoby použití, které se liší svým návrhem:

- regulace jedním nebo druhým ventilem nezávisle na sobě (typicky letní a zimní provoz)
- regulace současně oběma ventily (typicky průtočná příprava TUV velkých výkonů)

O rozhodnutí, zda bude daný okruh regulován jedním nebo dvěma (teoreticky i více) paralelně řazenými ventily, rozhoduje v každém případě teoretický regulační poměr použitých regulačních armatur, viz kap. 2.4.

Pro výpočet Kv hodnoty ventilů v paralelním řazení platí vztah

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

kde

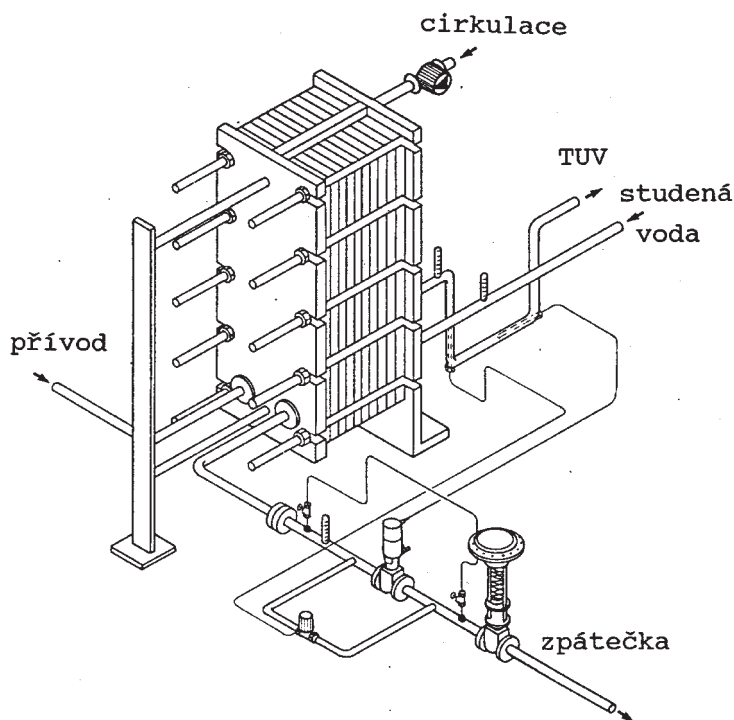
Kv_{cN} je celkový Kv součinitel paralelně řazených N ventilů
 Kv_1, Kv_2 až Kv_N jsou Kv součinitele jednotlivých ventilů

V případě letního a zimního provozu se jedná o poměrně jednoduchý případ, protože oba typy provozu nemusejí na sobě záviset, tzn. regulace může být realizována jedním nebo druhým ventilem bez vzájemné vazby. Pokud jsou letní a zimní průtoky zařízením natolik odlišné, že nejsou regulovatelné jedním ventilem (přesahují jeho teoretický regulační poměr, viz kap. 2.4.), budeme postupovat tak, že "zimní" (větší) ventil navrhne na celkový součtový průtok daným zařízením, tzn. na součet výkonu vytápění a výkonu celoročních dalších technologických ohřevů (TUV, VZT atd.) a "letní" (menší) ventil na průtok potřebný v letním období. Přepnutí do jednoho z obou způsobů provozu se pak může dít manuálně nebo automaticky na základě signálu regulačního systému, např. podle venkovní teploty.

I když se v popsaném příkladu jedná o paralelně řazené ventily, jsou v tomto případě navrženy na sobě nezávisle podle rozdílných průtoků. Je zřejmé, že pokud bychom spočetli celkovou Kv hodnotu takto řazených ventilů, musela by být vzhledem k celkovému výkonu předimenzovaná, právě z důvodu způsobu výpočtu (s letním příkonem se počítalo dvakrát) a z důvodu způsobu provozu (letní provoz je oddělen od zimního).

Případy současné (též postupné nebo sekvenční) regulace dvěma ventily se týkají těch zapojení, kdy jsou průtoky rovněž podstatně odlišné jako v předchozím případě, ale na rozdíl od předchozího se jedná o jeden druh provozu (nelze oddělit dva režimy jako tomu bylo v předchozím případě).

Příkladem může být zapojení na obr. 2.20, kde je uveden případ přímočinné teplotní regulace deskového výměníku tepla velkého výkonu pro průtočnou přípravu TUV.



Obr. 2.20. Regulace deskového výměníku TUV paralelně řazenými ventily

Řekněme, že potřebný regulační poměr je zde 1:120 (mimo odběr kryje výměník tepla pouze vlastní tepelné ztráty rozvodů), což znamená, že průtok primární stranou se může za provozu pohybovat od 0,8% do 100% jmenovitého průtoku. Pokud bychom tento případ chtěli za každou cenu realizovat jedním ventilem s teoretickým regulačním poměrem 1:50, pak by zde výsledkem byla nestabilní regulace (kmitání okolo polohy zavřeno) při nulovém odběru TUV. Je zřejmé, že tady jednotlivé druhy provozu nemůžeme oddělit, a proto musí oba ventily pracovat společně. V první řadě musíme vyhovět nároku na regulační poměr. Je nutno zvolit takový poměr průtoku oběma regulačními ventily, abychom byli schopni regulovat ještě 0,8%-ní jmenovitý průtok. Navrheme-li tedy menší ventil např. na 30%-ní jmenovitý průtok a větší ventil na 70%-ní jmenovitý průtok a oba máme k dispozici s teoretickým regulačním poměrem 1:50, potom je menší ventil schopen regulovat od 30% : 50 = 0,6% do 30% jmenovitého průtoku a od 30% výše bude menší ventil zcela otevřen a začne otevírat větší ventil.

Vlastní návrh obou regulačních ventilů pak již proběhne standardním způsobem podle kap. 2.9.2.

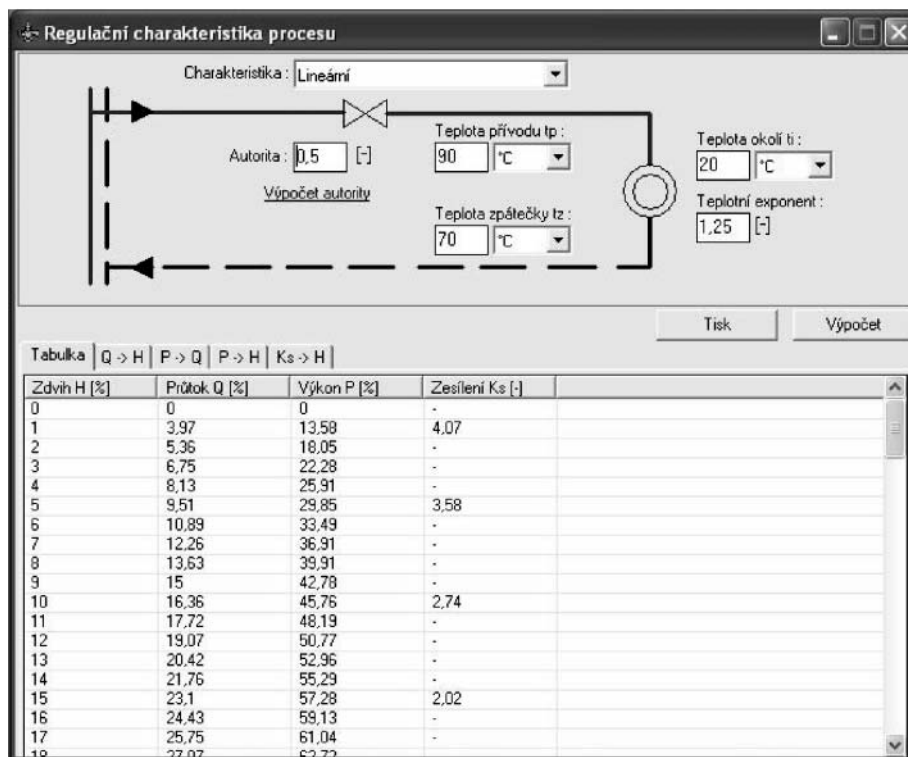
Porovnáme-li oba předchozí případy, je zřejmé, že případ letního a zimního provozu může být řešen podobně jako případ s výměníkem TUV (menší ventil jen pro letní příkon, větší jen pro vytápění ve spojení se sekvenčním řízením), avšak opačný postup není možný.

2.9.5. Kontrola regulační charakteristiky procesu a přenosu soustavy

Výpočtový program Ventily 2006 umožňuje rovněž jedinečnou kontrolu výsledné regulační charakteristiky a z toho vyplývajícího součinitele přenosu (zesílení) soustavy, viz kap. 2.6. a 3.5.1.1. Tato kontrola se v praxi běžně neprovádí z důvodu složitosti výpočtu a také z důvodu neznalosti, ale představuje konečnou odpověď na provozní chování regulačního uzlu tepelných

zařízení ještě před uvedením do provozu ve fázi projektu (výpočtu). Proto by se měla obecně stát závěrečným prvkem návrhu dvoucestných regulačních ventilů pro tepelné aplikace (vytápění, CZT).

Postup kontroly je následující: V programu Ventily 2006 otevřeme v sekci **Výpočty** záložku nadepsanou **Regulační charakteristika procesu**. Otevře se okno, viz obr. 2.21, kde je uvedena typická regulační aplikace tepelného zařízení s dvoucestným ventilem



Obr. 2.21. Kontrola regulační charakteristiky procesu.

Na obr. 2.21 vidíme, že regulovatelnost uzlu závisí na charakteristice ventilu, jeho autoritě (vazba na Kv hodnotu), teplotním exponentu zařízení a jednotlivých teplotách (přívod, zpátečka, okolí). Nejsme-li si jisti hodnotou autority, lze ji dopočítat kliknutím na odkaz **Výpočet autority**. Po zadání uvedených parametrů provede program výpočet provozního chování regulovaného okruhu, které je možno názorně vidět i v grafické formě klínutím na jednotlivé záložky Q-H, P-Q, P-H a Ks-H.

Tato velmi užitečná diagnostika slouží pro ověření návrhu dvoucestné regulační armatury v tepelných okruzích, zejména pro kontrolu Kvs ventilu podle autority a vybrané regulační charakteristiky. Jak bylo uvedeno výše, v ideálním případě by se grafická závislost výkonu na zdvihu P-H měla blížit přímce a součinitel zesílení (závislost Ks-H) by se měl v co největším rozsahu zdvihu pohybovat okolo 1. Při optimálním návrhu armatury podle těchto zásad má projektant jistotu, že takto navržená armatura bude z hlediska regulačního procesu skutečně funkční.

Příklad takové optimalizace je možno nalézt v kap. 3.5.1.1.

3. REGULAČNÍ ARMATURA JAKO SOUČÁST REGULAČNÍHO OKRUHU

Umístění čerpadel, regulačních armatur a expanzního zařízení ovlivňuje z hydraulického hlediska chování každé soustavy. Jinak řečeno, pokud bychom měli dvě výkonově identické soustavy, ale každou s jiným umístěním čerpadel a regulačních armatur, obě budou vykazovat odlišné provozní vlastnosti.

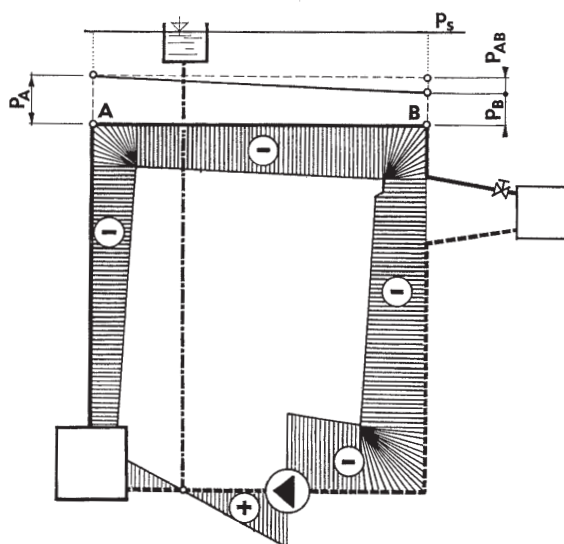
Dále je třeba si uvědomit, že v reálném provozu dochází k deformaci charakteristik regulačních armatur oproti údajům výrobce (viz kap. 2.5).

3.1. Vliv umístění čerpadla na chování soustavy

V otopných soustavách se čerpadla začala více používat ve 20. letech tohoto století jako reakce na problémy s návrhem stávajících samotížných soustav, protože u plošně rozlehlých budov nebylo již možné otopné soustavy realizovat jako samotížné. První čerpadla se tak uplatnila v nemocnicích, kasárnách, hotelech, administrativních budovách apod., tedy tam, kde se jednalo o větší komplexy budov se stálou obsluhou. Postupem času soustavy s nuceným oběhem zcela vytěsnila soustavy samotížné. Čerpadla se zpočátku umísťovala na zpáteční potrubí (tato tradice přežívá bezdůvodně bohužel i do dnešních dnů) kvůli menšímu teplotnímu namáhání ucpávek a vyznačovala se poruchovostí a značnými nároky na periodickou údržbu. Dnes, kdy běžná komerčně vyráběná čerpadla dovolují většinou trvalou provozní teplotu 110 °C (vybavená elektronikou, např. frekvenčními měniči vestavěnými do svorkovnice) až 120 °C (bez elektroniky), je fyzické umístění čerpadla v otopné soustavě prakticky libovolné. Pouze u velkých teplotních čerpadel se rozhoduje o jejich umístění také na základě jiných kritérií, jako např. průběh tlakového diagramu, provozní teploty apod.

3.1.1. Čerpadlo na zpátečce

Velmi podstatně však záleží na vzájemné poloze (umístění) čerpadla a expanzní nádoby. Na obr. 3.1 je jednoduché schéma otopné soustavy s otevřenou expanzní nádobou, kde expanzní nádoba je napojena do soustavy ve směru proudění za čerpadlem.

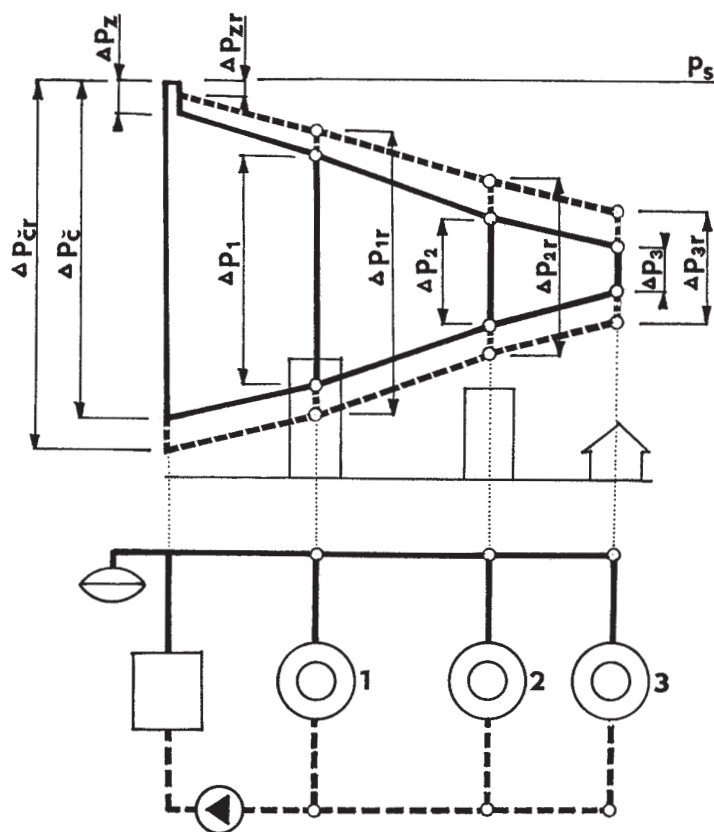


Obr. 3.1. Expanzní nádoba za čerpadlem

Pokud by celá soustava byla v klidu, v každém jejím místě by byl pouze hydrostatický tlak, odpovídající sloupci vody nad tímto místem až po hladinu v expanzní nádobě. Po zapnutí

čerpadla dojde k uvedení kapaliny do pohybu v celé potrubní síti a než je dosaženo ustáleného stavu proudění, expanzní nádoba zde má funkci zásobníku (vyrovnavače) kapaliny, což se projevuje pohybem hladiny (kolísáním tlaku u uzavřených expanzních nádob) bezprostředně po spuštění čerpadla. Spojovacím potrubím mezi expanzní nádobou a soustavou může tedy teplotonosná látka proudit oběma směry a v místě napojení expanzního zařízení do soustavy dochází k vyrovnání dynamického tlaku čerpadla, tlaku v expanzní nádobě a tlaku v potrubní síti v tomto místě. Proto je v místě napojení expanzní nádoby nulový dynamický tlak a v tomto bodě působí pouze hydrostatický tlak vodního sloupce (statický tlak, p_s). To dále znamená, že tlak vyšší než statický bude v soustavě až po místo napojení expanzní nádoby, dále pak ve směru proudění bude tlak nižší než statický (relativní podtlak). Podle uvedeného obrázku je tedy celá část otopné soustavy ve směru proudění od expanzní nádoby až po čerpadlo v relativním podtlaku, což znamená, že je zde za provozu tlak nižší, než by odpovídalo statickému tlaku v daném místě za klidu.

Protože v dnešní praxi však již převládly uzavřené expanzní nádoby, je na obr. 3.2 uveden analogický jednoduchý případ z oblasti větších zařízení. Na obr. 3.2 je zakresleno schéma a tlakový diagram sítě CZT s uzavřenou expanzní nádobou. Ačkoli se jedná o větší a složitější aplikaci, principiálně je tlakový průběh stejný jako podle obr. 3.1.



Obr. 3.2. Síť CZT s čerpadlem na zpátečce

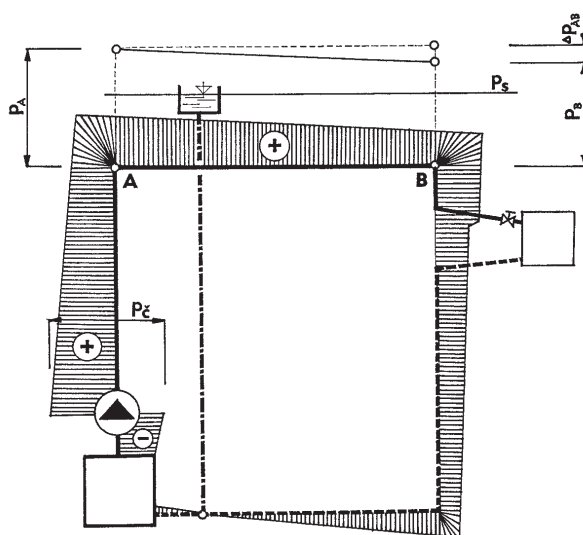
Prakticky celá soustava bude podobně jako na obr. 3.1. pracovat v relativním podtlaku (provozní - celkový - tlak je nižší než klidový - statický). V tlakovém diagramu sítě jsou vyznačeny plnou čarou tlak čerpadla Δp_{Σ} , tlaková ztráta zdroje Δp_s a jednotlivé dispoziční tlaky odběrných míst Δp_1 , až Δp_3 . Protože je ale potřeba zajistit dostatečný celkový tlak v každém bodě soustavy, nezbyde než volit hladinu statického tlaku p_s poměrně vysokou. Přesto se však u odběrného místa č. 1 dostaneme za provozu vlivem podtlaku pod výšku objektu. V odběrném místě č. 1 hrozí tedy za provozu zavzdušňování soustavy, protože relativní podtlak dosahuje takových hodnot, že celkový tlak v odběrném místě č. 1 (v jeho části) je nižší než atmosférický tlak.

Vyobrazený tlakový diagram (plný průběh) se týká výpočtových podmínek. Proto je ještě na obr. 3.2 vyznačen čárkovaně provoz při nižším průtoku, což je situace typická po instalaci

termostatických ventilů a jejich částečném uzavření nebo uzavření části dvoucestných regulačních armatur obecně, tedy za provozu mnohem reálnější situace. Na čárkovaném průběhu jsou vyznačeny tlak čerpadla $\Delta p_{\text{čr}}$, tlaková ztráta zdroje Δp_{zr} a dispoziční tlaky jednotlivých odběrných míst Δp_{1r} až Δp_{3r} . Z obrázku je zřejmé, že podtlak zasáhne výškově větší část objektu 1 a že tedy ve skutečnosti bude situace horší než při nominálním (návrhovém) provozu. Zde nezbyde nic jiného, než dále zvýšit hladinu statického tlaku. Proto by tlakové diagramy, jsou-li pochybnosti o tlakovém průběhu, měly být zpracovávány i pro redukované průtoky (pro nižší tepelné zatížení sítě), kde za bezpečnou spodní hranici můžeme považovat 50 % jmenovitého průtoku.

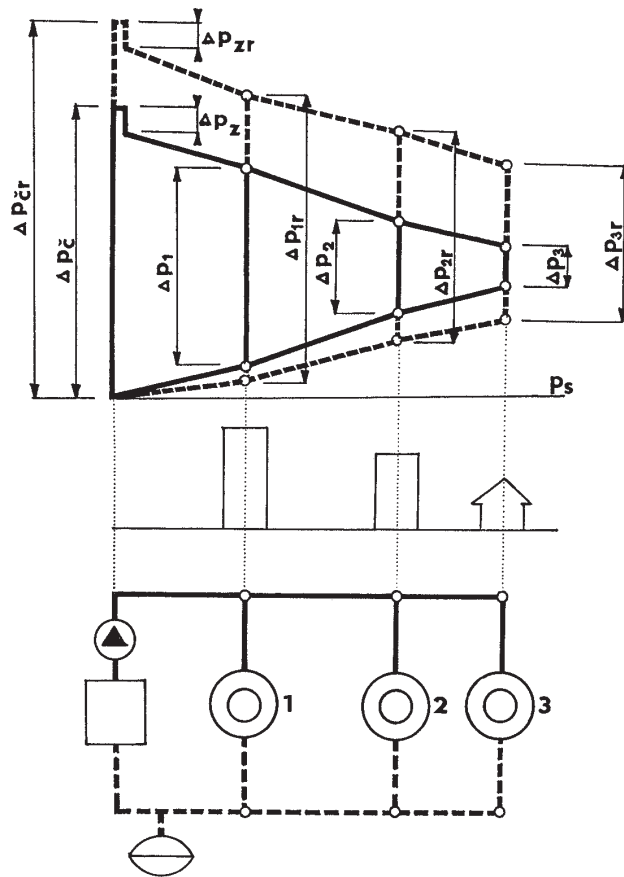
3.1.2. Čerpadlo na přívodu

Na obr. 3.3 je uvedeno analogické zapojení jako na obr. 3.1, pouze s jiným umístěním zaústění expanzní nádoby do soustavy. Tato situace je z tlakového hlediska mnohem příznivější, protože podle předchozího pracuje prakticky celá otopná soustava s celkovým tlakem vyšším než statickým a nehrozí nebezpečí přisávání vzduchu do soustavy a tím k neustálému zavzdušňování za provozu, nehledě na výhodnější (nižší) hladinu statického tlaku.



Obr. 3.3. Expanzní nádoba před čerpadlem

V zapojení s uzavřenou expanzní nádobou podle obr. 3.4 je podobně jako podle obr. 3.3 situace mnohem příznivější.



Obr. 3.4. Síť CZT s čerpadlem na přívodu

Značení na obr. 3.4 odpovídá obr. 3.2, avšak na první pohled je zřejmé, že nejenže zařízení bude za provozu pracovat s tlakem vyšším než statickým, ale že hladina statického tlaku (plnicí přetlak) může být podstatně nižší než v případě podle obr. 3.2, což je u velkých soustav s čerpadly o velké dopravní výšce nebo u velkého převýšení podél potrubní trasy výhodnější pro dimenzování některých částí. Proto se lze setkat zvláště u hromadné bytové výstavby, kde se síť vyznačuje značným převýšením, s kombinací článkových těles litinových (první dvě až tři podlaží z důvodu tlakového namáhání, poslední podlaží z důvodu lepší odolnosti proti korozi při zavzdušňování) a ocelových, kde se toto uspořádání volilo zvláště při umístění čerpadel na zpátečce.

3.2. NPSH (minimální sací výška)

Za provozu soustav s čerpadlem na zpátečce (viz obr. 3.1 a 3.2) může být celkový tlak v sacím hrdle čerpadla již tak nízký (nižší než parciální tlak sytých par v místě čerpadla), že vlivem podtlaku vyvozeného čerpadlem dochází k uvolňování a růstu parních bublin v kapalině (kavitaci), což má za následek prudké zhoršení účinnosti čerpadla, hlukové projevy (rázy) a zvýšené opotřebení stroje.

Frekvence uvolňování parních bublin je poměrně vysoká, a proto se navenek tento stav může projevovat i jako vibrace čerpadla. S nebezpečím kavitace je nutno počítat již od teploty čerpané kapaliny cca 70 °C. To co bylo řečeno v předchozích řádcích o kavitaci čerpadel, v zásadě platí i o regulačních armaturách, pokud jejich tlaková ztráta umožní uvolňování bublin z kapaliny.

Proto je nutné dodržet v sacím hrdle čerpadla určitou minimální hladinu celkového tlaku. Obecně lze říci, že vyšší tlak vyžadují čerpadla s větším dopravním množstvím anebo přímo úměrně v závislosti na dopravovaném množství. Označuje se nejčastěji zkratkou z angličtiny NPSH (Net Positive Suction Head), je zjišťována experimentálně a je udávána výrobcem

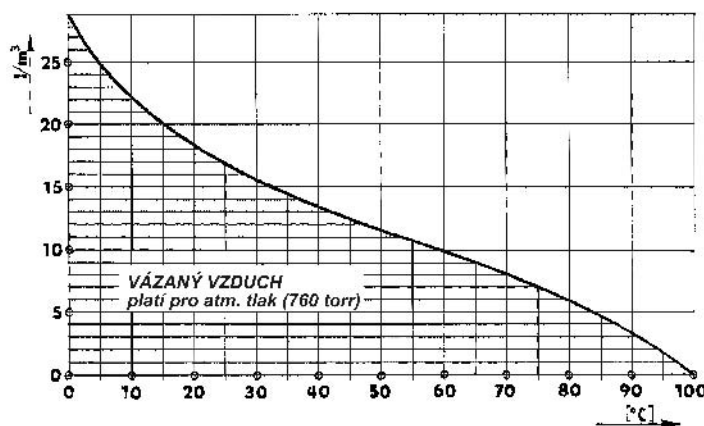
čerpadla v závislosti na teplotě, u větších čerpadel rovněž v závislosti na čerpaném množství.

NPSH může být v praxi zvýšena těmito způsoby: Umístění čerpadla na co nejnižší místo soustavy (nejvyšší statický tlak), snížení tlakových ztrát celé soustavy redukcí průtoku nebo přeregulováním, je-li to možné (stoupá celkový tlak v sacím hrdle čerpadla), umístění čerpadla na chladnější místo v soustavě (vyšší parciální tlak sytých par) nebo zvýšení statického tlaku (pokud není tento krok v rozporu s tlakovou odolností některých součástí, např. otopných těles). Protože v zásadě totéž platí i kavitaci o regulačních armatur, zvýšením statického tlaku nebo přeregulováním (snížení dynamického tlaku v soustavě) můžeme často dosáhnout snížení vlastního hluku armatur.

U soustav s čerpadlem na přívodu je obecně nebezpečí kavitace do značné míry eliminováno, protože část sítě v relativním podtlaku bývá většinou krátká a tím i jeho tlaková ztráta (neklesá příliš celkový tlak), ale vždy je užitečné minimální tlak v sacím hrdle zkontrolovat.

3.3. Vzduch v otopných soustavách

Dále je třeba připomenout, že soustava by měla být řádně odvzdušněna, protože vyšší obsah vzduchu ve vodě, který je bohužel u nás téměř železným pravidlem, může vytvářet rovněž podmínky pro určitou formu kavitace. Pro ilustraci je na obr. 3.5 uveden diagram závislosti rozpustnosti vázaného vzduchu ve vodě na teplotě podle P. Pácy.



Obr. 3.5. Závislost rozpustnosti vázaného vzduchu ve vodě na teplotě

Diagram na obr. 3.5 platí pro rozpustnost vzduchu ve vodě při atmosférickém tlaku. Skutečné hodnoty v otopných a zejména chladicích soustavách jsou potom podstatně vyšší (tlak v soustavě je vyšší než atmosférický) a protože se jedná o vázaný vzduch, prostým odvzdušněním nelze takovou soustavu vázaného vzduchu zbavit. Odvzdušnění potom přísně vzato v praxi znamená zbavení soustavy vzduchu nad mezí nasycení při dané teplotě a tlaku. V běžných "odvzdušněných" soustavách potom obíhá podle provedených měření od 3 % obj. vzduchu za předpokladu doplňování odplyněné vody do 7 % obj. vzduchu při chemické úpravě vody. Jinak řečeno, v odvzdušněných soustavách se objem vzduchu pohybuje v rozmezí od 30 do 70 litrů vzduchu na 1 m³ vody. Tato směs (někteří autoři ji označují termínem "pružná voda") je potom příčinou "nevysvětlitelného" hluku armatur a zavzdušňování v některých částech soustavy, a to je jeden z důvodů, proč hraje důležitou roli i vztah čerpadla a regulační armatury.

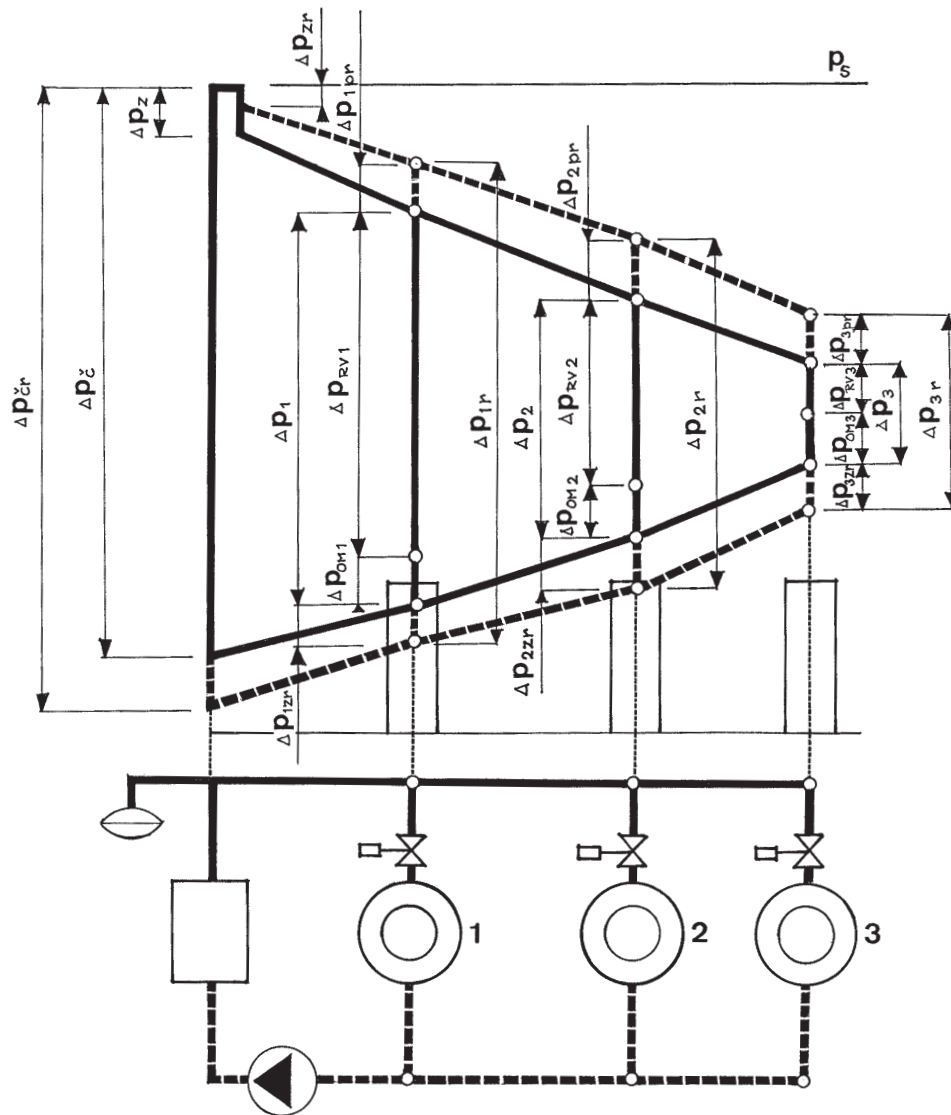
3.4. Vztah čerpadla a regulačních armatur

Tak jako vzájemná poloha čerpadla a expanzní nádoby ovlivňuje globální průběh tlaku v soustavě, vzájemné umístění čerpadla, expanzního zařízení a regulační armatury ovlivňuje tlakové poměry v odběrném místě.

Na následujících čtyřech obrázcích je proto srovnání nejběžnějších zapojení regulačních

armatur v kombinaci s čerpadly na přívodu i na zpátečce.

Na obr. 3.6 je tlakový diagram soustavy s čerpadlem na zpátečce a s regulačními armaturami na přívodu odběrných míst. Podobně jako na obr. 3.2 je nutno udržovat poměrně vysoký statický tlak p_s , aby nedocházelo k zavzdušňování odběrných míst a čárkovaný průběh opět naznačuje situaci při sníženém průtoku oproti návrhovému. Předpokládejme pro názornost (stejně jako na následujících obrázcích) že odběrná místa mají stejné přípojné hodnoty a jsou stejná i výškově. I zde je vidět, že při sníženém průtoku zasáhne podtlak větší část objektu 1 a částečně i 2, i když v případě tohoto objektu se provozní problémy za návrhového stavu pravděpodobně neprojeví.



Obr. 3.6. Síť CZT s čerpadlem na zpátečce a regulačními armaturami na přívodu

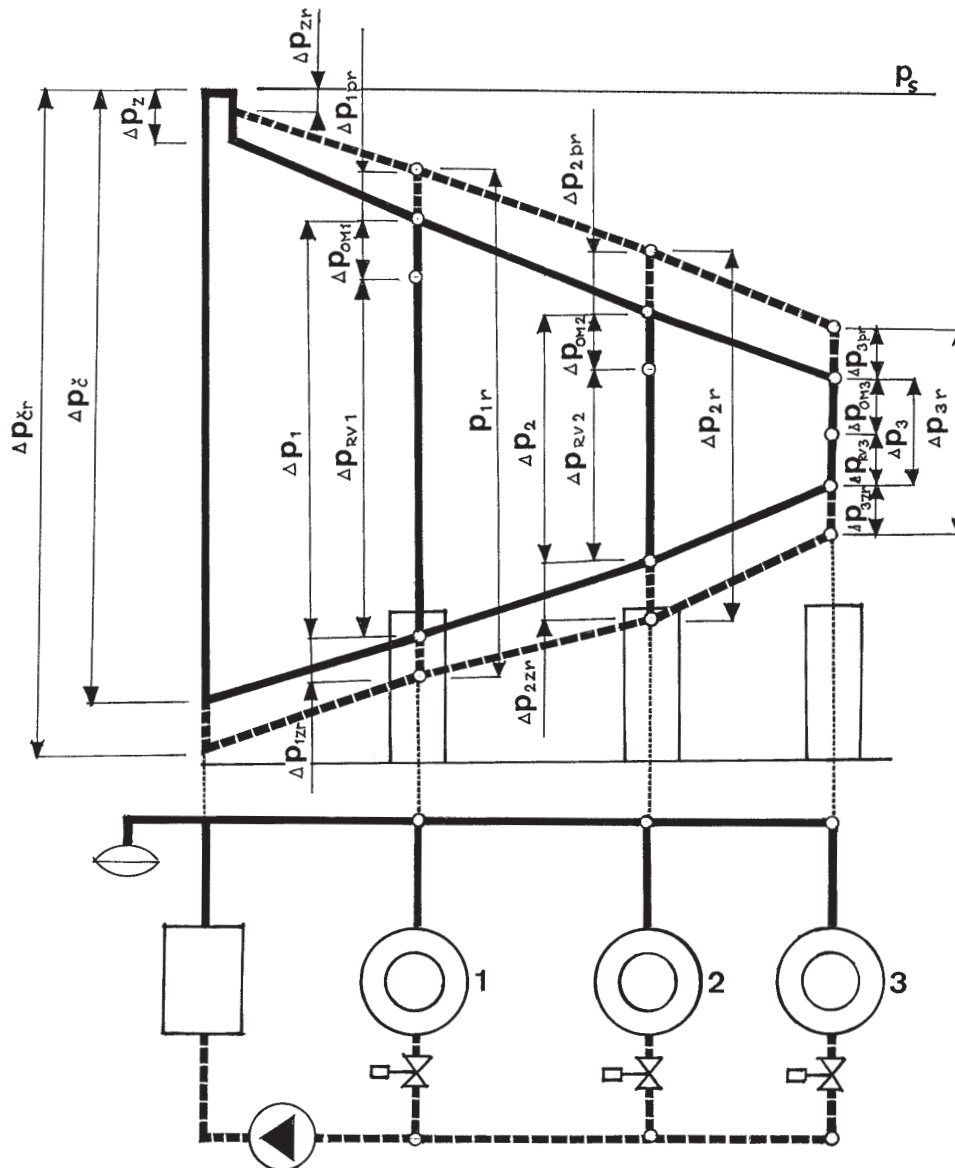
Dle obr. 3.6 mají odběrná místa dispoziční tlak Δp_1 až Δp_3 . Při sníženém průtoku tento tlak narůstá na hodnoty Δp_{1r} až Δp_{3r} , kde např. pro odběrné místo č. 2 platí $\Delta p_{2r} = \Delta p_2 + \Delta p_{2zr} + \Delta p_{2pr}$ a kde Δp_{2zr} značí nárůst dispozičního tlaku vlivem poklesu ztrát zpátečky a analogicky Δp_{2pr} nárůst vlivem poklesu ztrát při sníženém průtoku přívodního potrubí. Za nominálního stavu zpracovává regulační ventil např. odběrného místa č. 2 tlak Δp_{RV2} , který při sníženém průtoku narůstá podle předchozího na $\Delta p_{RV2} + \Delta p_{2zr} + \Delta p_{2pr}$, ale je nutno počítat i s poklesem tlakové ztráty odběrného místa při sníženém průtoku, takže tento nárůst bude ještě o něco vyšší. Z diagramu je rovněž velmi dobře vidět, že jednotlivé armatury musejí zpracovávat (mnohdy podstatně, zejména u

chladicích soustav) odlišné tlakové spády, ačkoli jsou odběrná místa výkonově shodná. Tato skutečnost je dána odlišným dispozičním tlakem jednotlivých odběrných míst a proto by měly mít tyto armatury i odlišné světlosti (K_v hodnoty).

Jinými slovy, pracuje-li regulační armatura v síti, kde jeden ventil ovlivňuje druhý, měla by být navrhována přímo "na míru" každého odběrného místa. Podle běžného návrhu budou totiž bohužel s nejvyšší pravděpodobností všechny regulační armatury shodné světlosti i K_v hodnoty, protože naprostá většina projektantů navrhne ventil na určitý průtok (který je v našem případě stejný všemi odběrnými místy) a jednotnou zvolenou tlakovou ztrátu, která vyplývá z obecně přijímané, ale nesprávné definice autority ventilu. Tak bude docházet k tomu, že armatury hydraulicky bližší budou pracovat s nižší autoritou, větší deformací charakteristiky a menším pracovním zdvihem. Zejména při sníženém průtoku se může objevit u hydraulicky bližších armatur hluk a kavitace.

Zapojení dle obr. 3.6 charakterizuje jisté zavzdušňování odběrných míst (dle obrázku bude místo č. 1 zavzdušněno při všech provozních stavech, odběrné místo č. 2 při sníženém průtoku), protože síť pracuje v podtlaku a tento nepříznivý stav je umocněn zpracováním dispozičního tlaku pro jednotlivá odběrná místa na přívodu. Potřebný tlak pro vlastní objekt č. 1 (jeho tlaková ztráta Δp_{OM1}) probíhá potom graficky pod nutnou statickou výškou objektu a při sníženém průtoku nastane totéž i u objektu č. 2. Proto můžeme tuto kombinaci označit za nevhodnou (s výjimkou poměrně řídkých případů, kdy je hladina statického tlaku p_s dostatečně vysoká).

Tak jako se z tradice umísťují čerpadla na zpátečku i nyní, lze označit za určitou tradici umísťování regulačních armatur rovněž na zpátečku, viz obr. 3.7.



Obr. 3.7. Síť CZT s čerpadlem na zpátečce a regulačními armaturami na zpátečce

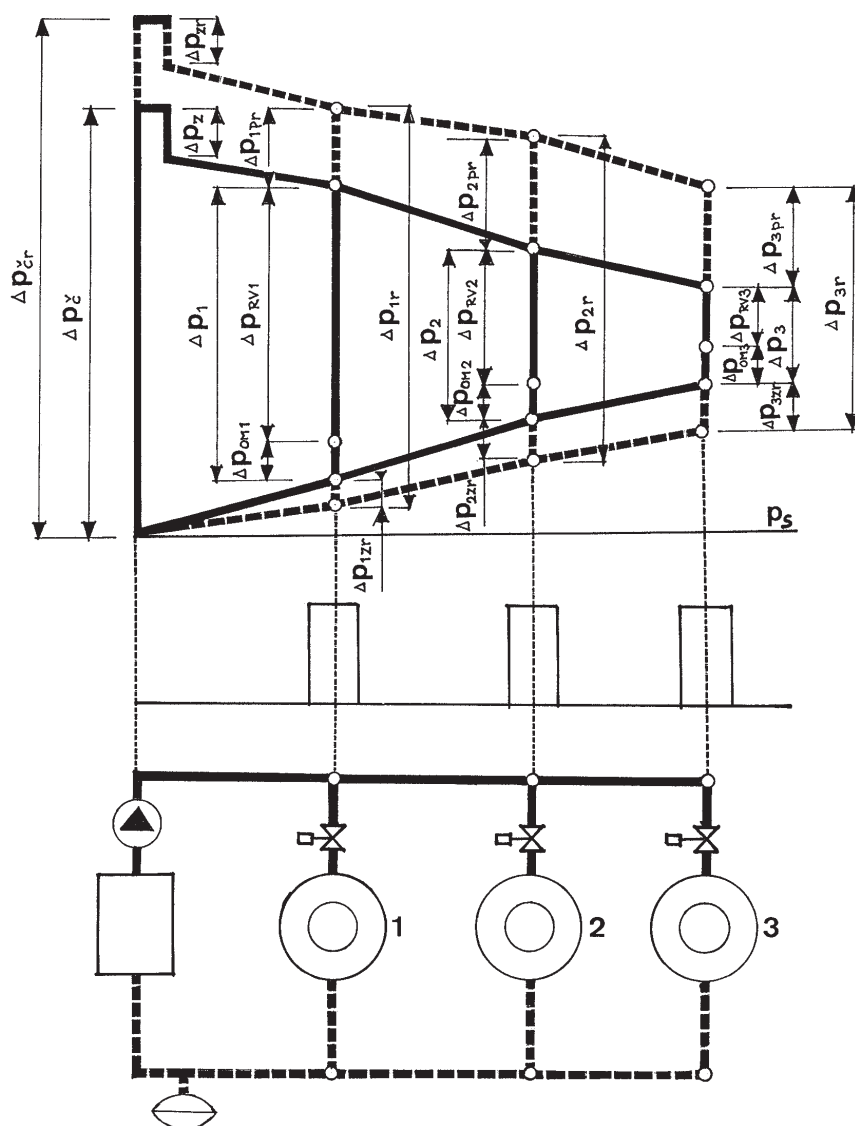
Situace je včetně značení shodná s obr. 3.6, ale zapojení podle obr. 3.7 má tu podstatnou výhodu, že vlastní škrcení probíhá na zpátečce, což přináší odběrným místům při stejné tlakové ztrátě jako v případě obr. 3.6 vyšší hladinu celkového tlaku. Relativní podtlak je dle obr. 3.7 nižší, což vyplývá z porovnání průběhu zpracování dispozičního tlaku jednotlivými odběrnými místy na obrázcích 3.6 a 3.7.

Uspořádání dle obr. 3.7 můžeme označit za nejrozšířenější a v tomto případě se jedná v rámci takového vztahu čerpadel a expanzního zařízení o tradici velmi dobrou. Zde již nedojde k zavzdušnění žádného odběrního místa, ale je nutno počítat s kavitací a hlukem regulační armatury 1. odběrního místa, při částečném zatížení i 2. odběrního místa. Proto by v takovém zapojení měly být regulační armatury kontrolovány na kavitaci, zejména u hydraulicky bližších míst. Rovněž zde, pokud byly armatury navrženy pouze podle průtoku a zvolené tlakové ztráty, musíme počítat se zhoršenými regulačními vlastnostmi a nevýhodným průběhem jejich charakteristik u míst hydraulicky bližších, ale zejména s hlukovými projevy, protože podle tohoto schématu pracují armatury v místech nízkého celkového tlaku.

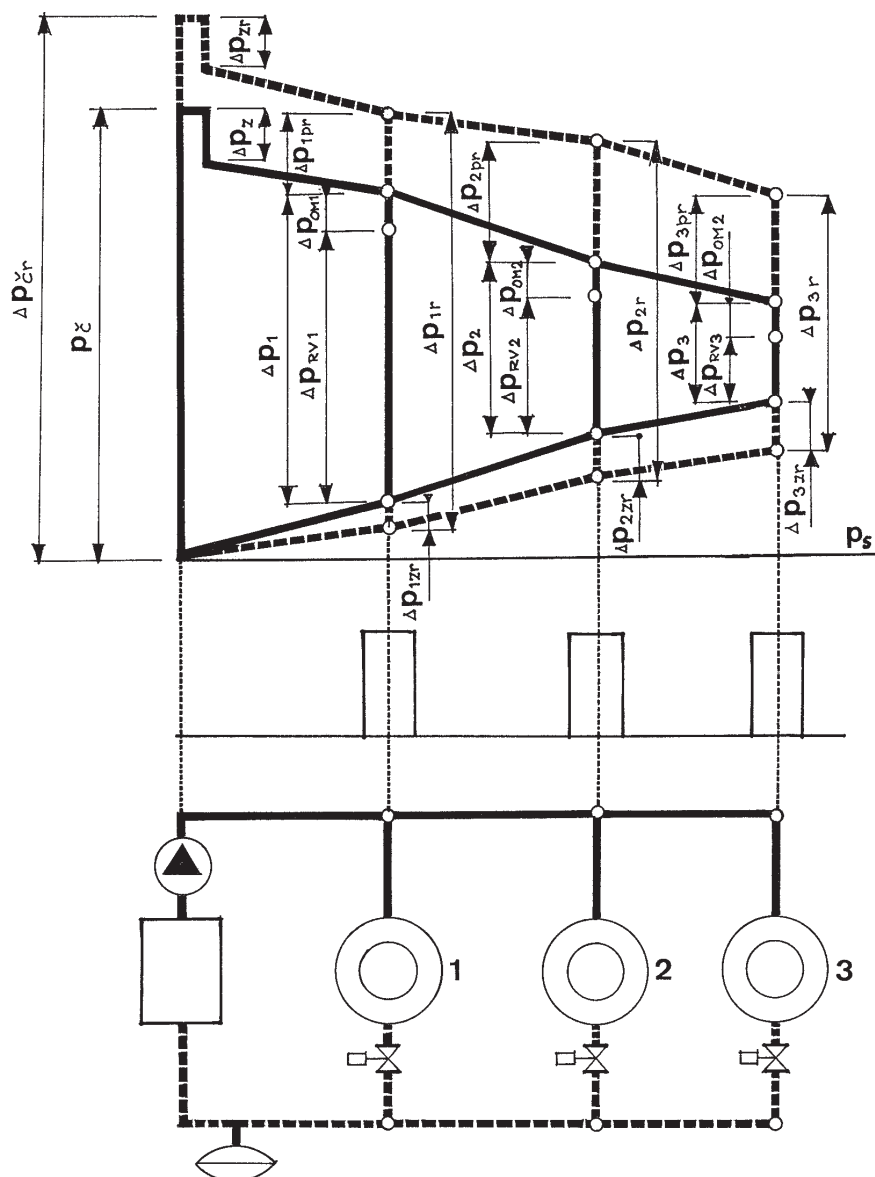
Pokud zařadíme čerpadlo na přívod, problémy s kavitací i hlukem budou do značné míry

eliminovány, protože za provozu pracuje prakticky celá soustava s tlakem vyšším než statickým. Na obr. 3.8 je tlakový diagram stejné soustavy jako na předchozích obrázcích, ale čerpadlo bylo přesunuto do přívodního potrubí, což přináší popsané provozní výhody, včetně nižšího potřebného statického tlaku v soustavě. Na tomto schématu je názorně vidět, že armatury na přívodu snižují hladinu celkového tlaku pro odběrná místa, a proto toto uspořádání může být výhodné pro soustavy s velkým převýšením, kde musí být hladina statického tlaku poměrně vysoká.

Na obr. 3.9 je analogické schéma jako na obr. 3.8, ale regulační armatury jsou umístěny ve zpátečním potrubí. Toto uspořádání zvyšuje naopak celkový tlak v odběrných místech, která tak pracují bez nebezpečí zavzdušňování. Jediným nebezpečím je zde tlaková odolnost jednotlivých součástí odběrného místa, protože při tomto uspořádání jsou odběry zatíženy součtem statického tlaku a dopravní výšky čerpadel, což vyžaduje u sítí se značným převýšením a/nebo velkou dopravní výškou čerpadel pečlivou kontrolu tlakových poměrů v odběrných místech, přičemž by síť měla být propočítána i na snížený průtok.



Obr. 3.8. Síť CZT s čerpadlem na přívodu a regulačními armaturami na přívodu



Obr. 3.9. Sít' CZT s čerpadlem na přívodu a regulačními armaturami na zpáteče

Porovnáme-li předchozí čtyři obrázky, dojdeme nutně k závěru, že zapojení na obr. 3.8 a 3.9 jsou svým grafickým průběhem tlakového diagramu provozně výhodnější. Nicméně řadu provozních problémů lze omezit u čerpadel na zpáteče (podle obrázků 3.6 a 3.7) umístěním regulačních armatur rovněž na zpátečku, protože tak získáme vyšší hladinu celkového tlaku pro odběrná místa, viz obr. 3.7. Zapojení dle obr. 3.6 (čerpadlo na zpáteče, armatury na přívodu) v sobě spojuje příliš mnoho nevýhod a nemělo by být bez pečlivého propočtu navrhováno.

U uspořádání dle obr. 3.8 a 3.9 ovlivňujeme umístěním armatur hladinu celkového dispozičního tlaku pro odběrná místa, jinak jsou tato dvě zapojení rovnocenná. Proto se často u těchto soustav umísťují armatury na přívod, aby nebyl celkový tlak na jednotlivých odběrných místech příliš vysoký, ale pokud nehrozí nebezpečí překročení tlakového stupně jednotlivých částí otopné soustavy, lze armatury bez problémů osadit na zpátečku.

Rovněž se lze setkat s kombinací obrázků 3.8 a 3.9, kdy odběrná místa bližší zdroji mají své

regulační armatury na přívodu (nižší tlakové namáhání spotřebiče) a vzdálenější na zpátečce (vyšší celkový tlak). Toto zapojení je zejména zajímavé u soustav s vysokou dopravní výškou čerpadel (s vysokými tlakovými ztrátami).

Ve všech případech však platí, že regulační armatury by měly být přiřazovány odběrným místům podle jejich skutečného dispozičního tlaku, nikoli pouze podle průtoku odběrným místem. Jak vyplývá z grafického porovnání tlakových ztrát armatur Δp_{RV1} až Δp_{RV3} na kterémkoli z předchozích čtyř obrázků, mohou být rozdíly mezi jednotlivými tlakovými spády značné a závisejí na velikosti vlastní tlakové ztráty sítě. Budou-li však armatury navrženy na dispoziční tlak v daném odběrném místě, dojde k podstatnému zkvalitnění regulačních procesů a teoreticky k zaregulování celé potrubní sítě.

3.5. Zapojení okruhů rozdělovačů a spotřebičů

Požadavek na funkci regulace je rozhodující při volbě způsobu hydraulického zapojení. Nevhodná hydraulická zapojení bývají nejčastějšími příčinami poruch provozu zařízení, přičemž vznikají-li problémy při měření a regulaci, zpravidla je tento stav způsoben právě nevhodným nebo přímo chybným hydraulickým zapojením daného technologického okruhu.

Schémata zapojení okruhů uváděná v této části jsou široce používána v částech teplovodních soustav, která jsou označována jako

- okruhy rozdělovačů
- spotřebitelské okruhy

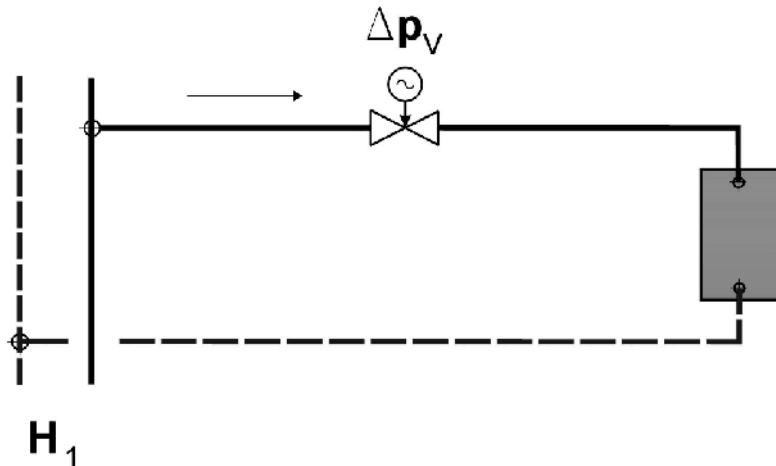
Jednotlivé okruhy lze potom rozdělit podle funkce a použitého regulačního prvku. Z hlediska použitého prvku (regulačního orgánu) se tedy jedná o

- zapojení s dvoucestnou armaturou
- zapojení s třicestnou armaturou

3.5.1. Okruhy s dvoucestnou armaturou

3.5.1.1. Okruhy s dispozičním tlakem v primární části

Regulační okruh na obr. 3.10 je klasickým zapojením, které je využíváno pro široký rozsah aplikací. Nejčastěji se uvedené schéma používá při řešení výměňkových stanic. Jedná se o klasické zapojení, při kterém dochází ke změně výkonu soustavy řízenou změnou průtoku primární sítě.

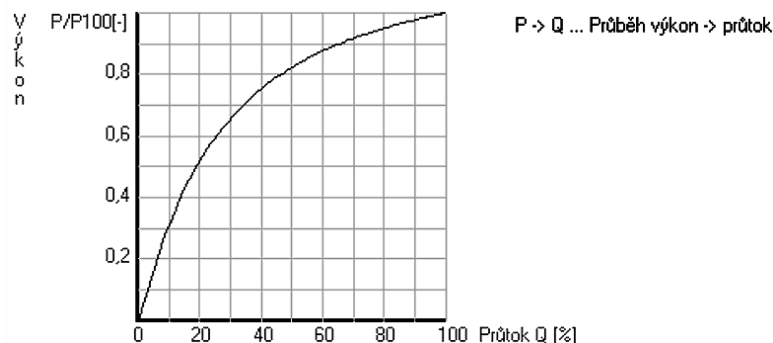


Obr. 3.10. Schéma regulace dvoucestným ventilem

Pro správný návrh otopné soustavy je nutno dbát především na správné určení tepelných ztrát (vazba na výkon zdroje a velikost teplosměnné plochy), hydraulický výpočet potrubní sítě (tlaková ztráta), výběr oběhových čerpadel (vazba průtok - dopravní výška) a návrh regulačních armatur.

V případě, že je správně navrženo technologické zapojení soustavy, stává se potom klíčovým faktorem bezproblémové funkce v pozdějším provozu stabilní chování regulačního systému.

Spotřebič (soustava) podle obr. 3.10 má svou vlastní výkonovou charakteristiku v závislosti na průtoku, která je znázorněna na obr. 3.11.



Obr. 3.11. Výkonová charakteristika spotřebiče

Charakteristika spotřebiče podle obr. 3.11. je sestrojena pro jmenovitý teplotní spád 90/70, teplotní exponent 1,3 a vnitřní teplota prostoru, do kterého je předáván výkon, je 20°C (= konst.).

Autorita ventilu (také poměrná tlaková ztráta ventilu nebo vlivnost ventilu) v potrubní soustavě je definována jako poměr dispozičního tlaku na ventilu při plném průtoku média (při zcela otevřeném ventilu) ku dispozičnímu tlaku při nulovém průtoku (při zcela uzavřeném ventilu) se vztahem

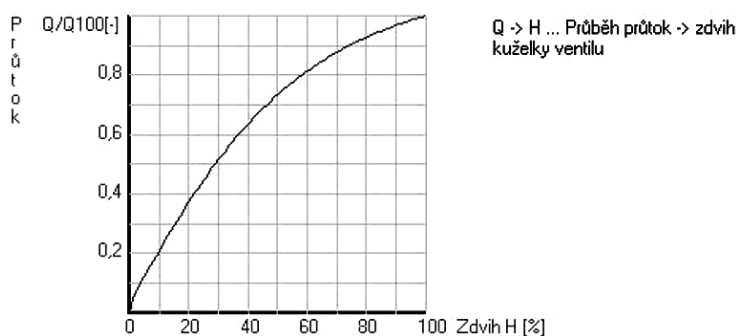
$$a = \frac{\Delta p_{v_{Q_{\max}}}}{\Delta p_{v_{Q=0}}} \Rightarrow \frac{\Delta p_v}{H_1}$$

a má zcela zásadní vliv na reálný průběh charakteristiky (teoretické charakteristiky) armatury, i když zde je však již spíše vhodné mluvit o charakteristice soustavy, protože z hydraulického hlediska právě autorita celý regulační okruh podle obr. 3.10 popisuje.

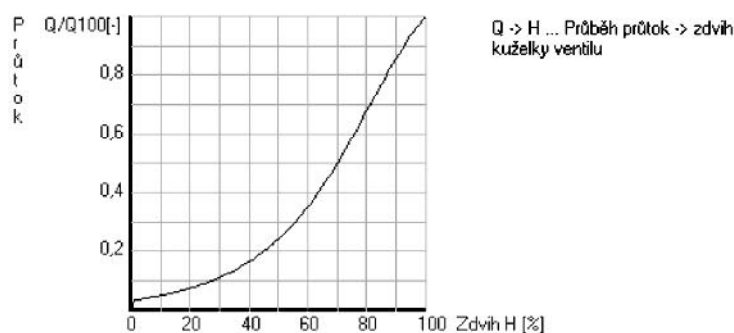
Z definice autority vyplývá, jaký procentní podíl ztráty regulovaného okruhu připadá na regulační armaturu (přímá vazba na volbu Kv hodnoty ventilu, resp. jeho eventuální předimenzování). Máme-li tedy ventil o známé Kv hodnotě a známe-li průtok regulovaným okruhem, dokážeme potom jednoduše spočítat, jaká tlaková ztráta připadá na ventil a jaká na potrubní síť včetně spotřebiče. Z tohoto důvodu autorita známého ventilu popisuje z hydraulického hlediska celý regulovaný okruh a zahrnuje v sobě jak tlakovou ztrátu vlastní armatury, tak i ostatních částí regulovaného okruhu. Proto se také průtočná charakteristika ventilu vlivem autority deformuje (transformuje) na průtočnou charakteristiku soustavy (regulovaného okruhu), právě vlivem autority.

Z výše uvedených důvodů se pro dobrou regulaci průtočného množství udávají doporučení, aby byla autorita ventilu vyšší než 0,5, ale prakticky však postačí hodnota mezi 0,3 a 0,5. Čím více se autorita blíží jedné, tím více se průtočná charakteristika soustavy podobá charakteristice ventilu. V méně náročných aplikacích a při dobré znalosti problematiky je však možné regulovat i při autoritě okolo 0,1, což ale nelze v žádném případě doporučit jako obecnou zásadu pro navrhování regulačních armatur.

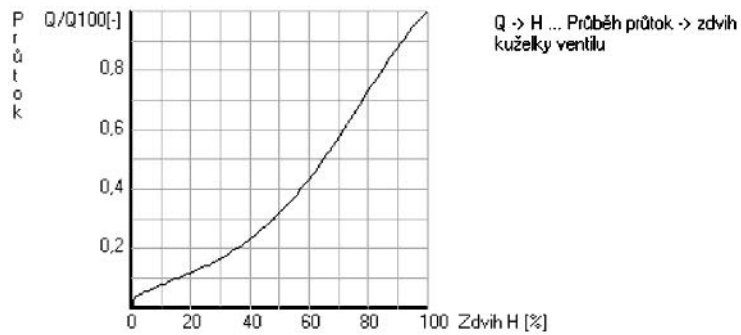
Průtočná charakteristika armatury se deformuje v závislosti na hodnotě autority podle vztahu, který je uveden v kapitole 2. Grafická znázornění deformací uvedených průtočných charakteristik ventilu při hodnotě autority $a = 0,3$ neboli průtočných charakteristik regulovaného okruhu jsou potom uvedeny na obr. 3.12., 3.13. a 3.14.



Obr. 3.12. Deformace lineární průtočné charakteristiky ($a = 0,3$)



Obr. 3.13. Deformace rovno procentní průtočné charakteristiky ($a = 0,3$)

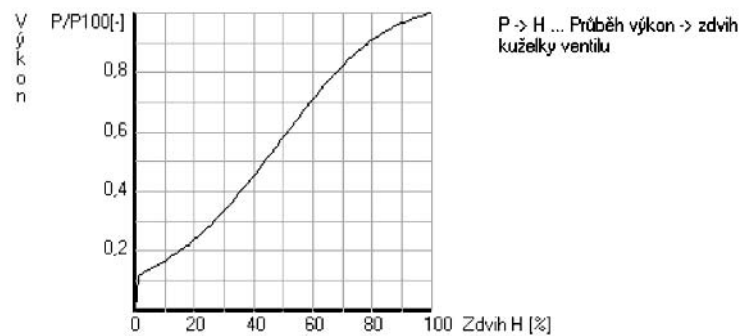


Obr. 3.14. Deformace průtočné charakteristiky LDMspline® ($a = 0,3$)

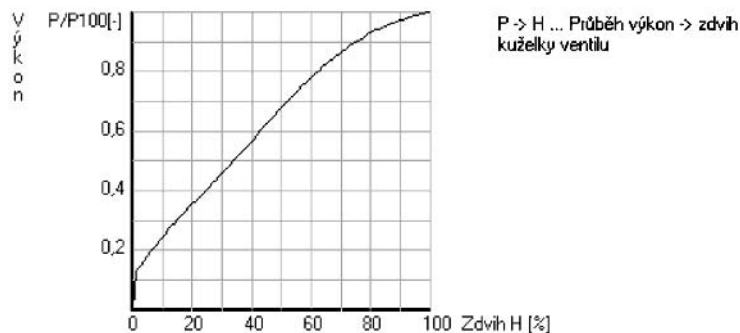
Sečteme-li tyto křivky s křivkou spotřebiče podle obr. 3.11, dostaneme potom tři varianty závislosti výkonu spotřebiče na zdvihu regulační armatury, viz obr. 3.15., 3.16. a 3.17.



Obr. 3.15. Závislost výkonu spotřebiče na zdvihu ventilu (lineární, $a = 0,3$)



Obr. 3.16. Závislost výkonu spotřebiče na zdvihu ventilu (rovnoprocentní, $a = 0,3$)



Obr. 3.17. Závislost výkonu spotřebiče na zdvihu ventilu (LDMspline®, a = 0,3)

Předchozí tři obrázky bývají většinou využívány k vysvětlení volby průtočné charakteristiky ventilu pro konkrétní aplikace, přičemž obecně závislost výkonu tepelného zařízení na zdvihu armatury by měla být pokud možno lineární. Lineární závislost výkonu regulovaného spotřebiče na zdvihu regulační armatury (lineární regulační charakteristika okruhu) je základní podmínkou stability regulačního procesu, protože stejných změn výkonu dosahujeme pomocí stejných změn zdvihu nezávisle na konkrétní hodnotě výkonu zařízení (ideální lineární závislost). Potom je regulační proces stabilní při libovolném výkonu.

Výše uvedené je důvodem, proč se v tepelných aplikacích má dávat přednost "prohnutým" charakteristikám (rovnoprocentní, parabolické, různé varianty modifikovaných rovnoprocentních charakteristik), právě z důvodu průběhu charakteristik tepelných spotřebičů ve spojitosti s deformací průtočných charakteristik armatur vlivem autority.

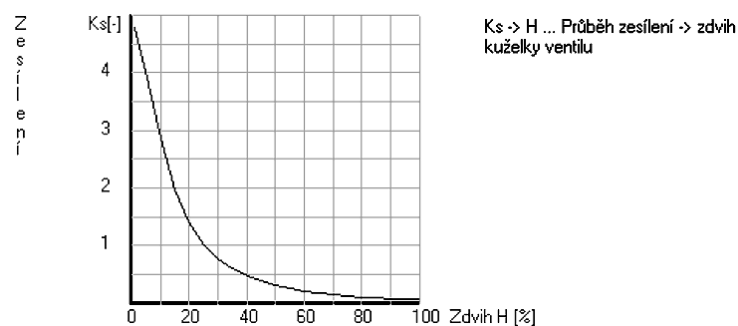
U regulačních charakteristik okruhu (soustavy) podle obr. 3.15., 3.16. a 3.17. vyjádříme dále tzv. koeficient zesílení (přenosu) soustavy, který je definován vztahem

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

- dP je změna výkonu odpovídající změně zdvihu dh
- dh je změna zdvihu odpovídající změně výkonu dQ
- α je směrnice tečny bodu na regulační charakteristice okruhu (soustavy)

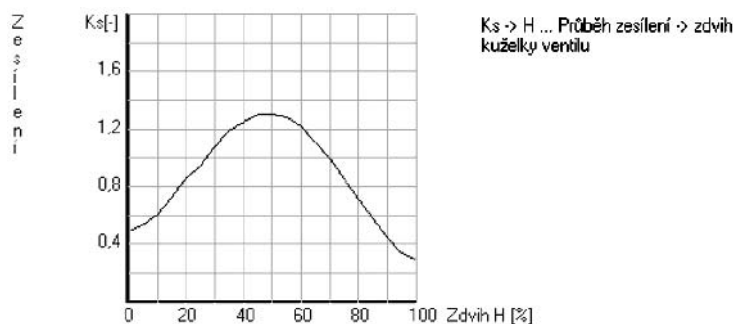
Zesílení soustavy dává přehled o její regulovatelnosti, resp. grafický průběh zesílení dává konečnou odpověď na regulovatelnost soustavy v celém průběhu zdvihu armatury. Výše bylo již uvedeno, že regulační charakteristika soustavy by měla být ideálně lineární, což potom znamená, že koeficient přenosu soustavy bude při $\alpha = 45$ roven jedné ($\operatorname{tg} = 1$) a bude také konstantní (rovnoběžný s osou zdvihu ventilu).

Grafické průběhy zesílení soustavy jsou pak uvedeny na obr. 3.18., 3.19. a 3.20.



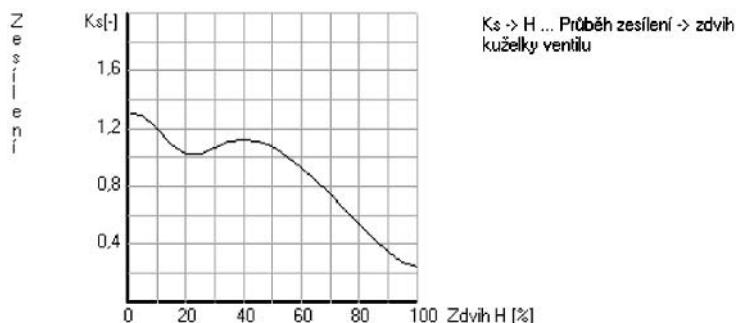
Obr. 3.18. Zesílení soustavy pro lineární charakteristiku

Z obr. 3.18 lze vyčíst, že lineární charakteristika regulační armatury za našich podmínek nepřináší prakticky žádnou odezvu tepelného spotřebiče v posledních 40% zdvihu (K_s je cca 0,1 až 0,2) a provoz v prvních 10 % zdvihu armatury vede k neregulovatelnosti soustavy z důvodu příliš velkého zesílení (nepatrná změna zdvihu způsobuje příliš velkou výkonovou odezvu zařízení). Lze tedy konstatovat, že lineární charakteristika armatury je pro řízení tepelných procesů obecně nevhodná a pokud by byla armatura navíc předdimenzována (nízká autorita a tím velká deformace průtočné křivky), problémy s nestabilitou regulačního procesu by byly prakticky neřešitelné. Lineární charakteristiku lze v těchto zařízeních použít s úspěchem jen pro regulaci v poměrně úzkém pásmu zdvihu (typicky technologické tepelné procesy).



Obr. 3.19. Zesílení soustavy pro rovnoprocentní charakteristiku

Na obr. 3.19. je situace za našich modelových podmínek podstatně lepší, protože soustava je poněkud méně citlivá na změnu zdvihu až v posledních cca 20% zdvihu (to je však v praxi nepodstatné jak z hlediska trvání takového stavu - nominální výkon, tak i z důvodu určitého předdimenzování spotřebiče) a v prvních 15% zdvihu, silnější odezva soustavy se projevuje mezi cca 30 % až 65 % zdvihu. Proto je rovnoprocentní charakteristika obecně vhodná pro regulaci v širokém pásmu zdvihu.



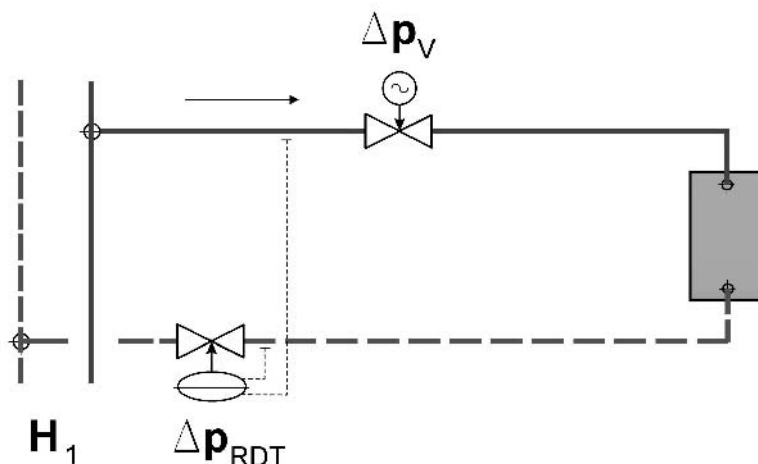
Obr. 3.20. Zesílení soustavy pro charakteristiku LDMspline®

Na obr. 3.20. vidíme poněkud menší zesílení soustavy pro tuto charakteristiku cca v posledních 20 % zdvihu podobně jako u rovnoprocentní charakteristiky podle obr. 3.19, nicméně prakticky od 5% zdvihu dále vykazuje použití této charakteristiky příznivé zesílení, v oblasti mezi 15 % až 60 % zdvihu dostáváme téměř ideální parametry a tudíž výbornou stabilizaci regulačního procesu. Takový průběh je obecně důvodem pro tvorbu modifikovaných rovnoprocentních charakteristik, které mohou vyhovovat lépe nárokům tepelných zařízení, než "čisté" rovnoprocentní charakteristiky.

Z výše uvedeného vyplývá, že základem je nepředimenzovávat žádné tepelné zařízení, zejména jeho tepelné ztráty, čerpadla a regulační armatury. Dále je potřeba uváženě volit průtočnou charakteristiku regulačního ventilu, protože spolu s autoritou (ta závisí přímo na K_v hodnotě, tedy na dimenzování ventilu) má největší vliv na kvalitu a stabilitu regulačního procesu.

Pozn.: Pokud je zapojení podle obr 3.10 aplikováno na vzduchotechnické zařízení většího výkonu, hrozí nebezpečí vzniku nežádoucího rozvrstvení teplot na výstupu z ohřivače vzduchu. Je to způsobeno regulací škrcením a tím při regulačním procesu dochází ke snížení průtočného množství otopné vody a k velkému teplotnímu spádu na primární straně. Z tohoto důvodu je nutné pečlivě volit místo měření teploty ohřívajícího vzduchu.

Ze zapojení na obr. 3.10 vychází celá řada modifikací, někdy z důvodu ochrany ventilu před účinky kavitace nebo hlučnosti bývá regulační armatura umístěna na vratném potrubí. V případě, že je k dispozici příliš velký diferenční tlak, bývá celý okruh dále vybaven regulátorem diferenčního tlaku, viz obr. 3.21, který stabilizuje tlakové poměry na ventilu a spotřebiči.

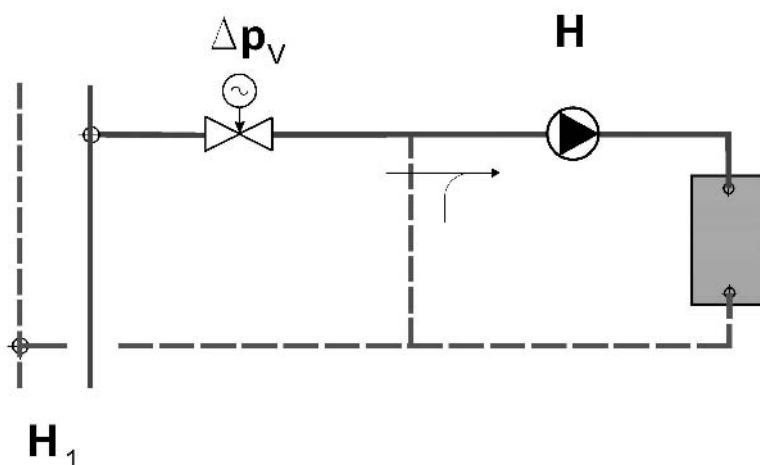


Obr. 3.21. Schéma regulace dvoucestným ventilem s regulátorem diferenčního tlaku

Tím dojde ke snížení nároků na regulační orgán vlivem rozdělení tlaků na dva prvky. V tomto případě je nutno upravit vztah pro výpočet autority ventilu:

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

Dalším reprezentantem v použití dvoucestné armatury je následující schéma uvedené na obr. 3.22. Zapojení je používáno při tlakově závislém napojení objektů na primární teplovodní soustavě. Uvedené schéma zapojení je vhodné i pro okruhy chladících soustav.



Obr. 3.22. Schéma regulace s dvoucestným ventilem a pevným zkratem

Autorita ventilu je definována jako $a = \frac{\Delta p_v}{H_1}$ při zadaných podmínkách (průtok, H1).

Regulační ventil svým zdvihem určuje směšovací poměr mezi otopnou vodou z primární části sítě a otopnou vodou vratnou ze soustavy přítomnou ve zkratu. Ventil musí zpracovat veškerý tlak z primární části sítě. Pro případ výpadku oběhového čerpadla je možno do zkratu osadit zpětnou klapku, která zabrání vracení přívodní otopné vody z primární části do zpátečky. Výhodou tohoto zapojení je možnost jednoduchým způsobem navrhnout sekundární část soustavy na vyšší oběhové množství s nižší vstupní teplotou: $t_{1SEK} < t_{1PRIM}$ (pro otopné soustavy), a s vyšší vstupní teplotou: $t_{1SEK} > t_{1PRIM}$ (pro chladicí soustavy).

Průtoky jednotlivými okruhy se pak stanoví podle rovnosti tepelné bilance jako

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

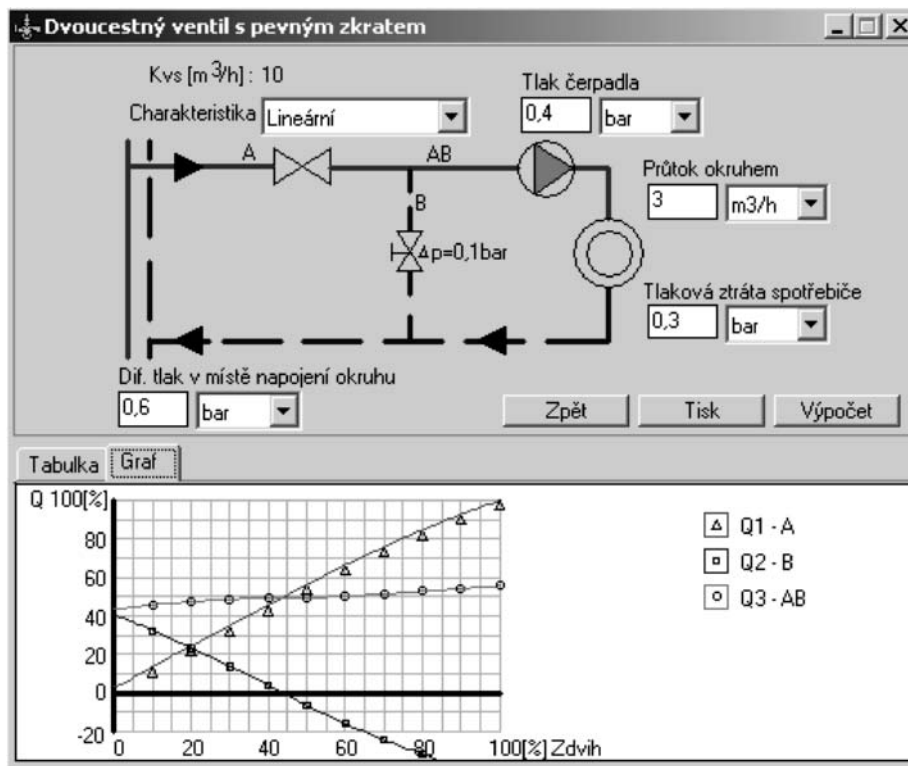
kde při správné funkci platí: $t_{2PRIM} = t_{2SEK}$

Z důvodu ochrany ventilu před účinky kavitace nebo hlučnosti lze regulační armaturu umístit do vratného potrubí. Přemístěním ventilu do zpětného potrubí dojde ke zvýšení celkového tlaku v sekundární části soustavy. Dopravní výška oběhového čerpadla H je navrhována pouze na tlakovou ztrátu sekundární části, tj. bez regulačního ventilu V.

V zapojení podle obr. 3.22 však platí zásadní pravidlo, a tím je nepředimenzovávat, tzn. projektant by měl skutečně znát diferenční tlak v daném místě připojení. V tomto zapojení vzniká rovněž řada problémů, založených na mýtu, že zapojení podle obr. 3.22 je absolutně bezpečné, takže si řada projektantů nedělá příliš těžkou hlavu s jeho návrhem.

Pokud takový ventil předimenzujeme, dostáváme se do velmi těžko řešitelného stavu podle obr. 3.23, kde k obrácení proudění dochází v našem případě v cca 45% zdvihu. Náprava spočívá v instalaci regulátoru diferenčního tlaku (které jsme se ovšem chtěli vyhnout právě volbou tohoto zapojení) nebo změně charakteristiky (většinou rovnoprocentní), ale nejvíc by pomohla volba správné Kv hodnoty.

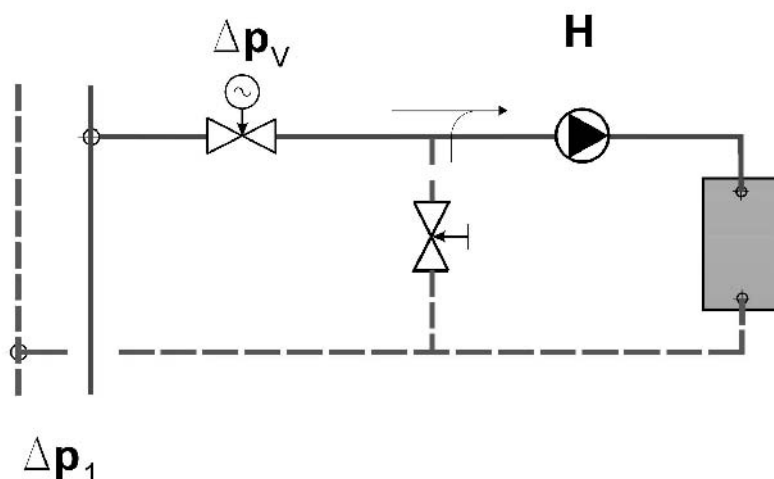
Jak tedy vyplývá z obr. 3.23, zapojení s dvoucestným ventilem a pevným zkratem není z hlediska obrácení proudění při nevhodném návrhu ani zdaleka tak bezpečné, jak se domnívaly po léta generace topenářů.



Obr. 3.23. Předimenzovaný dvoucestný ventil s pevným zkratem

3.5.1.2. Okruh s pasivním tlakem v primární části

Regulační okruh na obr. 3.24 je možným, i když v menší míře používaným zapojením. Zapojení je využíváno pro aplikace, kde $m_{SEK} > m_{PRIM}$, tj. nejčastěji pro podlahové vytápění.



Obr. 3.24. Schéma regulace dvoucestným ventilem a nastavitelným zkratem

Autorita ventilu je definována jako $a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + p_1}$.

Pro celý okruh platí bilance

$$\text{hmotnostní: } m_{SEK} = m_{PRIM} + m_{ZKRAT}$$

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

Ruční regulační ventil je nastaven na tlakovou ztrátu $\Delta p_{RRV} = \Delta p_V + \Delta p_1$ při hmotnostním průtoku $m_{ZKRAT} = m_{SEK} - m_{PRIM}$.

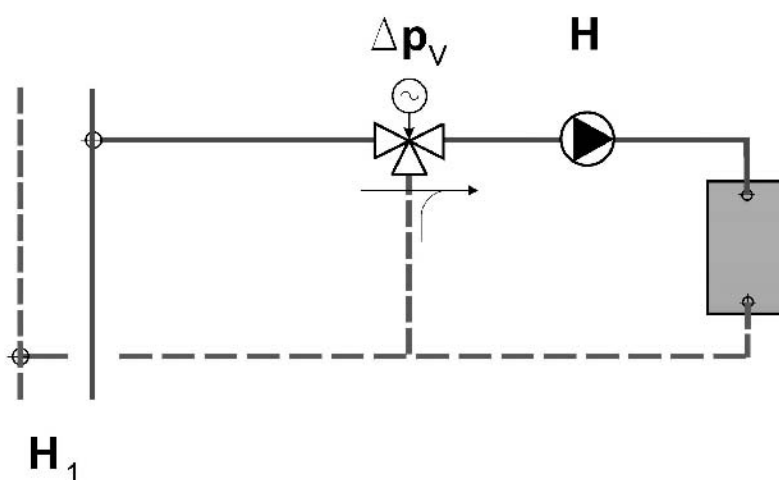
Dopravní výška oběhového čerpadla H je navrhována na společnou tlakovou ztrátu sekundární části, regulačního ventilu V a tlakovou ztrátu Δp_1 .

3.5.2. Okruhy s třícestnou armaturou

Třícestné regulační ventily jsou velmi často používaným prvkem při řešení regulačních zapojení a jsou využívány jak pro možnost směšování, tak i pro svou schopnost pracovat jako rozdělovací, pokud jsou pro tuto funkci konstruovány.

3.5.2.1. Okruhy s dispozičním tlakem v primární části

Regulační okruh na obr. 3.25 je první z možných způsobů osazení třícestného regulačního ventilu. Tato aplikace, často realizovaná, však sebou nese určité riziko.



Obr. 3.25. Třícestný ventil zatížený tlakem z primární části

$$\text{Autorita ventilu je definována jako } a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + H_1}.$$

V případě, že je tlak H_1 z primární části sítě příliš velký, může dojít ve zkratu k obrácení směru proudění vody, viz též kap. 2.9.1. Pro posouzení nebezpečí vzniku tohoto nežádoucího stavu lze použít následující vztah:

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

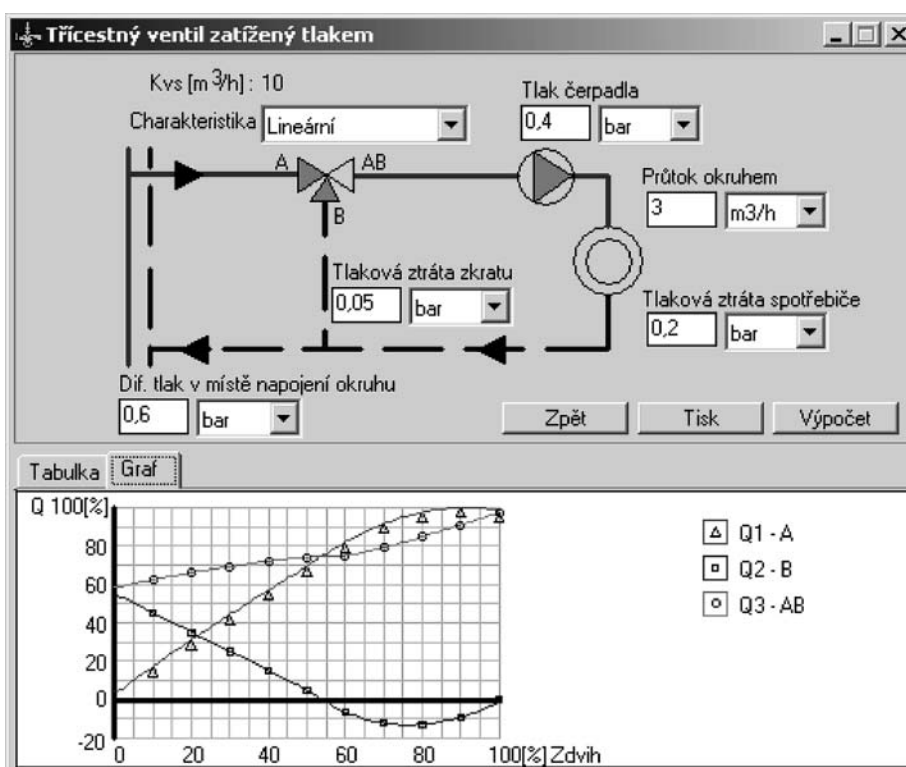
H_1 je diferenční tlak v místě napojení okruhu
 Δp_v je tlaková ztráta regulačního ventilu
 H je dopravní výška sekundárního čerpadla

Při rovnosti obou stran předchozí rovnice dojde ke stavu, kdy je proudění zkratem (portem B) již zastaveno a směšovací proces se při dalším otevření portu A stává neúčinným.

V praxi se tento stav projevuje tak, že při určité hodnotě zdvihu začíná regulační armatura, resp. její pohon kmitat (regulátor se snaží nastavit směšovací poměr) a nedochází k maximálnímu zdvihu armatury. Dalším průvodním jevem je vysoká teplota zpátečky, vyšší než odpovídá teplotě zpátečky bezprostředně za spotřebičem.

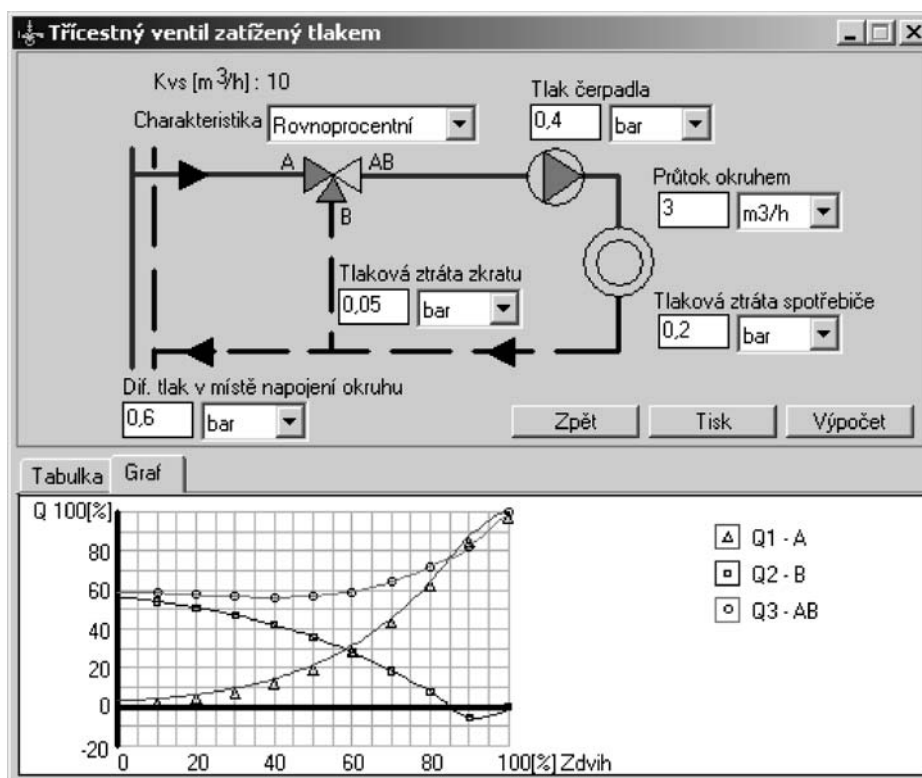
V předchozím byl nastíněn problém provozního chování třicestných ventilů, nyní je možno se podívat na možnosti řešení nebo alespoň částečné nápravy tohoto stavu.

- 1) Armatura by neměla být předdimenzována - zde v podvědomí projektantů působí myšlenka, že na velikosti (světlosti, resp. Kv hodnoty) třicestné armatury nezáleží. To je přiměřeně pravda u kotlů, tzn. v případech, kdy ventil není v portu A zatížen žádným tlakem, ale tuto pověru nelze aplikovat na výše uvedená zapojení. Problém s příliš vysokým Kv lze do určité míry eliminovat regulátorem diferenčního tlaku anebo snížit Kv použitého ventilu.
- 2) Do určité míry lze rovněž problém kompenzovat změnou charakteristiky v portu A - na obr. 3.26 je znázorněno chování směšovacího uzlu s lineární charakteristikou.



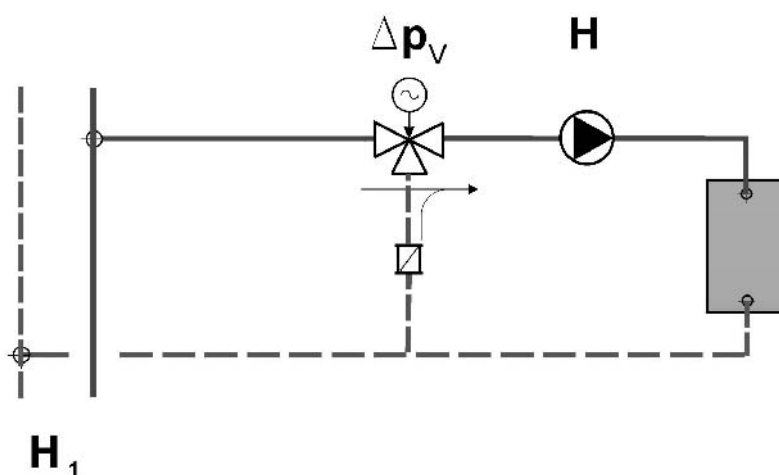
Obr. 3.26. Třicestný ventil zatížený tlakem z primární části (lineární charakteristika)

Při zachování všech poměrů v uzlu jsme změnilí charakteristiku na rovnoprocentní. V případě podle obr. 3.27 jsme vylepšili zdvih armatury na téměř 81 %, což již bývá pro regulační systém akceptovatelné. Je však třeba si uvědomit, že problém principiálně vyřešen není, zmírnili jsme pouze důsledek nevhodného návrhu.

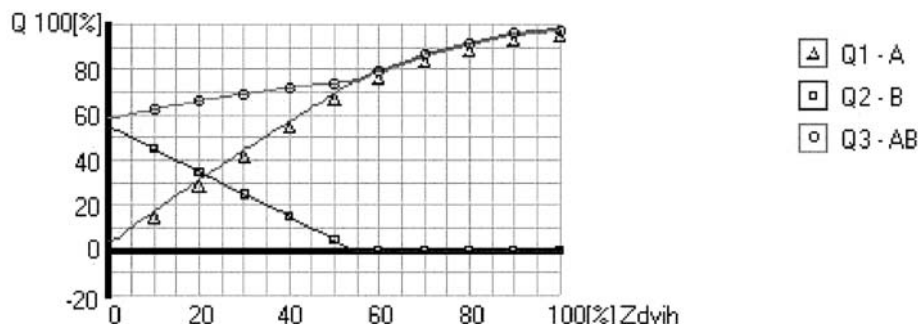


Obr. 3.27. Třicestný ventil zatížený tlakem z primární části (rovnoprocentní char)

- 3) Jak již bylo uvedeno výše, převrácení směru toku způsobuje zvyšování teploty zpátečky v primární části sítě. Tento stav bývá často řešen vložením zpětné klapky do zkratu, která skutečně zabráni obrácení proudění. Vlastní schéma a průběh je patrný z obr. 3.28 a 3.29.



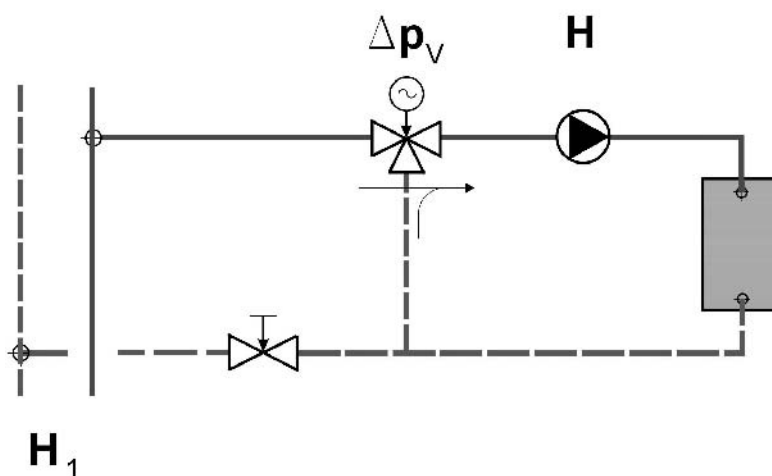
Obr. 3.28. Třicestný ventil zatížený tlakem z primární části se zpětnou klapkou



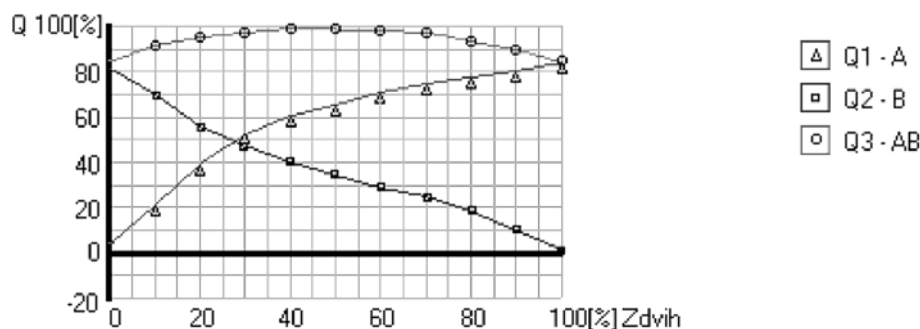
Obr. 3.29. Průběh směšování se zpětnou klapkou

Z průběhu směšování je patrné, že jedině, čeho bylo dosaženo je zamezení obrácení směru toku v portu B a tím i k zajištění stejné teploty zpátečky jako je teplota zpátečky ze spotřebiče. Radost z úspěchu tímto způsobem řešení je však zkalena poznáním, že z hlediska vlastní kvality regulačního procesu nebylo dosaženo vůbec ničeho. Velké oblíbené se v současné době těší klapky s přitlačnou pružinou pro dosažení bezpečné těsnosti. Vzhledem k jejich konstrukci lze na ně v tomto případě pohlížet jako na nechtěné přepouštěcí ventily, protože tyto klapky ke svému otevření vyžadují určitý tlakový rozdíl mezi vstupním a výstupním hrdlem. Požadovaný tlakový rozdíl je až o jeden řád vyšší než je tomu u klapky bez pružiny, přičemž tato vlastnost dokáže v praxi zkomplikovat požadavek na spojitý průběh směšovací charakteristik. Svě zkušenosti již mají kolegové MaR, kteří se někdy nestačí divit záhadnému chování, jež se projevuje skokovou změnou regulované teploty ve směšovacím okruhu (tj. na výstupu z portu AB) při nepatrné změně zdvihu třícestné armatury. V těchto případech je prakticky nemožné docílit požadované teploty, zvláště v přechodném období. Při použití zpětné klapky je tedy potřeba si znovu uvědomit, že z čistě regulačního hlediska je stejné, je-li proudění portem B zastaveno nebo je obrácené a navíc tento způsob řešení přináší jistá nežádoucí rizika.

- 4) Další možností, jak zabránit převrácení hmotnostního toku ve větvi B, je instalace vyvažovacího ventilu do primární části sítě na vratné potrubí. Tím dojde k úplné eliminaci diferenčního tlaku v místě napojení okruhu, za předpokladu, že regulační ventil má plně otevřený port A. Se změnou polohy třícestného ventilu (uzavírání portu A) bude kompenzační schopnost vyvažovacího ventilu klesat a původně eliminovaný tlak se tak začne projevovat v narůstající deformaci směšovacích charakteristik. Na obr. 3.30 a 3.31 je uveden případ s ventilem s lineární charakteristikou v portu A.



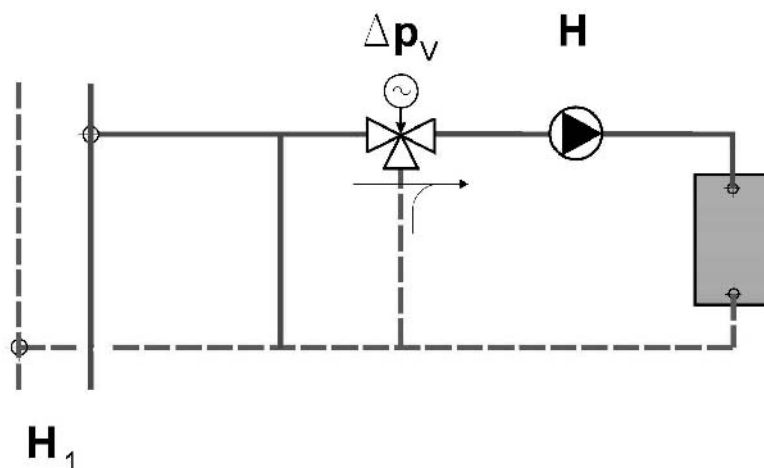
Obr. 3.30. Třícestný ventil zatížený tlakem z primární části s vyvažovacím ventilem



Obr. 3.31. Průběh směšování s vyvažovacím ventilem

Z výše uvedených možných stavů je proto nutno zabránit v maximální míře možnému vzniku diferenčního tlaku na vstupních hrdlech třicestné regulační armatury. Pokud se technickými prostředky nedaří učinit takováto opatření, je vhodnější použít jiný způsob zapojení, např. dle obr. 3.22.

Dalším možným řešením je zařadit před třicestnou armaturu zkrat podle schématu na obr. 3.32.

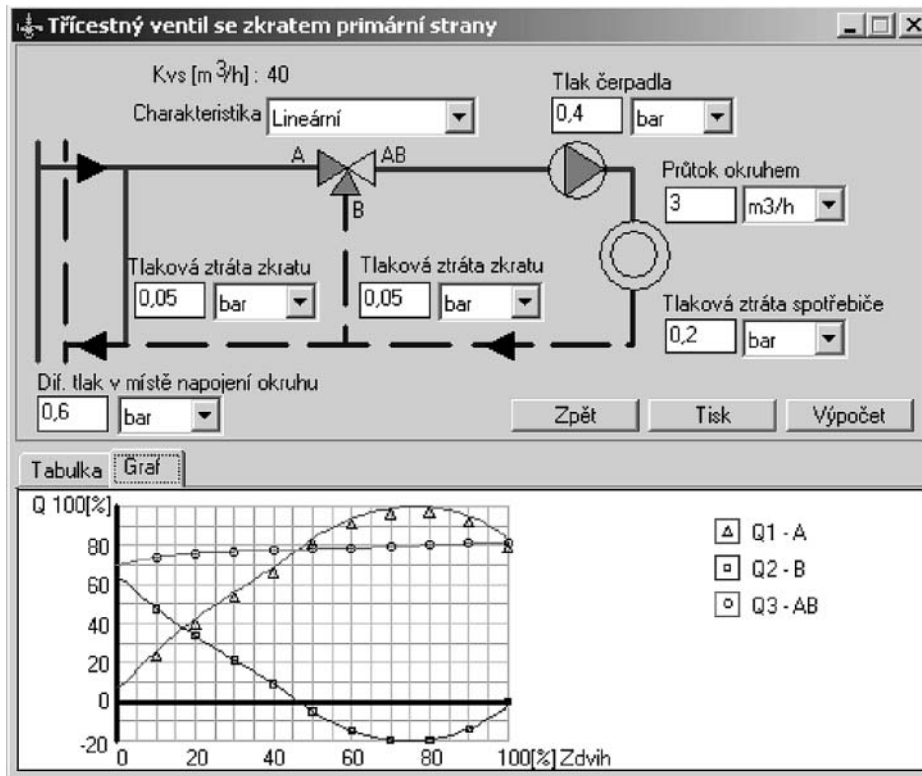


Obr. 3.32. Regulace třicestným ventilem se zkratem primární strany

Takto provedené zapojení eliminuje svým správně navrženým zkratem jakýkoliv možný diferenční tlak. Zkrat prakticky způsobí vyrovnání tlaků na hrdlech A a B regulačního ventilu. Toto zapojení je široce využíváno při aplikacích, kde není vyžadováno vychlazování zpátečky, neboť v tomto případě dochází k přepouštění teplé přívodní vody do vratné větve při zavírání ventilu v hrdle A. Autorita regulačního ventilu se vždy blíží hodnotě $a = 1$. Dopravní výška sekundárního oběhového čerpadla H je navrhována na tlakovou ztrátu sekundární části včetně regulačního ventilu V.

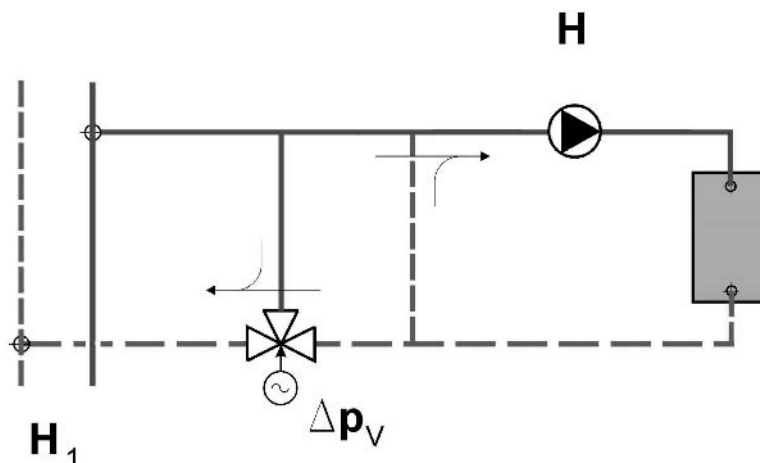
Použití pevného zkratu před ventilem podle obr. 3.32 je všeobecně považováno za "bezpečné" zapojení a ve valné většině případů tomu tak skutečně je, ale vždy je potřeba mít na paměti, že pevný zkrat má rovněž určitou tlakovou ztrátu, která se promítá na třicestný ventil ve formě diferenčního tlaku na vstup A.

Proto ani nevhodně navržený pevný zkrat nedokáže vždy zabránit převrácení proudění ve vstupu A, pokud byl třicestný ventil příliš předimenzován, viz obr. 3.33.



Obr. 3.33. Předimenzovaný třicestný ventil se zkratem primární strany

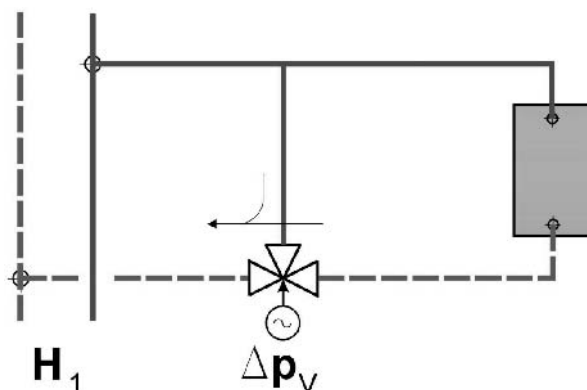
Alternativním řešením k obrázku 3.32 je schéma zapojení se zkratem na straně sekundární části a regulačním ventilem umístěným na vratné větvi primární části, viz obr. 3.34. Schéma zapojení je využíváno také v případě, kdy obíhající množství teplotné látky v sekundární části je větší než v primární. Týká se to těch okruhů, kdy je v návrhovém stavu požadována trvale nižší teplota sekundárního okruhu než v okruhu primárním.



Obr. 3.34. Regulace třicestným ventilem se zkratem sekundární strany

Autorita regulačního ventilu se blíží hodnotě $a = 1$. Dopravní výška oběhového čerpadla H je navrhována pouze na tlakovou ztrátu sekundární části bez regulačního ventilu V (tlaková ztráta ventilu je hrazena z primární části).

Velice častým zapojením v oblasti chladicích a klimatizačních zařízení je další schéma zapojení uvedené na obr. 3.35.



Obr. 3.35. Regulace třícestným ventilem na zpátečce

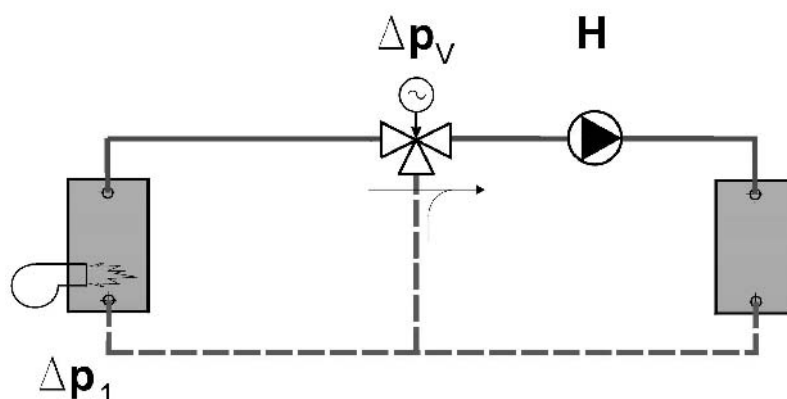
Zde probíhá regulace výkonu spotřebiče změnou průtoku vody při konstantní teplotě. Jedná se o kvantitativní regulaci třícestným ventilem, který je zapojen jako směšovací s umístěním na vratné větvi (směšovací ventil v rozdělovací funkci). Velikost ventilu je dána požadavkem na autoritu, která se určuje dle vztahu

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

Tlaková ztráta okruhu spotřebiče a ventilu je potom hrazena dispozičním tlakem H_1 .

3.5.2.2. Okruhy s pasivním tlakem v primární části

Regulační okruh na obr. 3.36 je zřejmě nejčastěji používané řešení při aplikaci třícestného regulačního ventilu. Zapojení je používáno jak v malých kotelnách, tak i ve strojovnách.

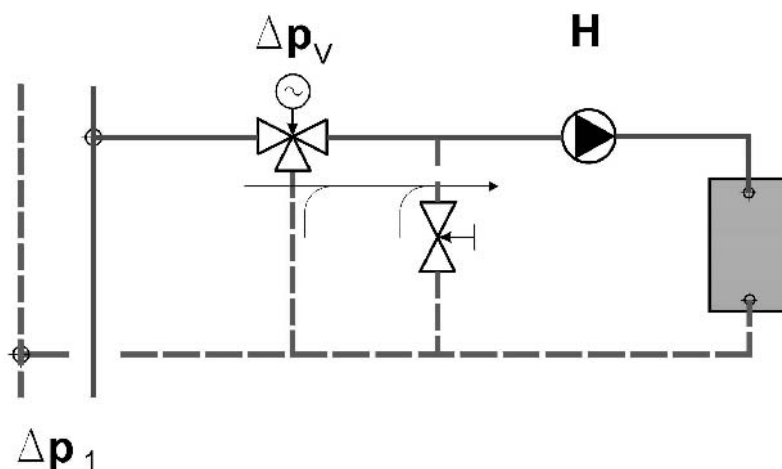


Obr. 3.36. Schéma regulace třícestným ventilem

Autorita se určuje dle vztahu: $a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + \Delta p_1}$

Dopravní výška oběhového čerpadla H je navrhována na tlakovou ztrátu sekundární části včetně regulačního ventilu V a tlakové ztráty primární části sítě Δp_1 .

Regulační okruh na obr. 3.37 je častým zapojením, kdy je v sekundárním okruhu teplota přívodní vody trvale nižší než v primární. Zapojení je tedy využíváno pro aplikace, kde $m_{SEK} > m_{PRIM}$ tj. nejčastěji pro podlahové vytápění.



Obr. 3.37. Schéma regulace třícestným ventilem pro podlahové vytápění

Autorita ventilu je definována jako $a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + p_1}$.

Pro celý okruh platí bilance

$$\text{hmotnostní: } m_{SEK} = m_{PRIM} + m_{ZKRAT}$$

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

Runí regulační ventil je nastaven na tlakovou ztrátu $\Delta p_{RRV} = \Delta p_V + \Delta p_1$ při hmotnostním průtoku $m_{ZKRAT} = m_{SEK} - m_{PRIM}$.

Dopravní výška oběhového čerpadla H je navrhována na společnou tlakovou ztrátu sekundární části, regulačního ventilu V a tlakovou ztrátu p_1 .

3.5.3. Okruhy rozdělovačů

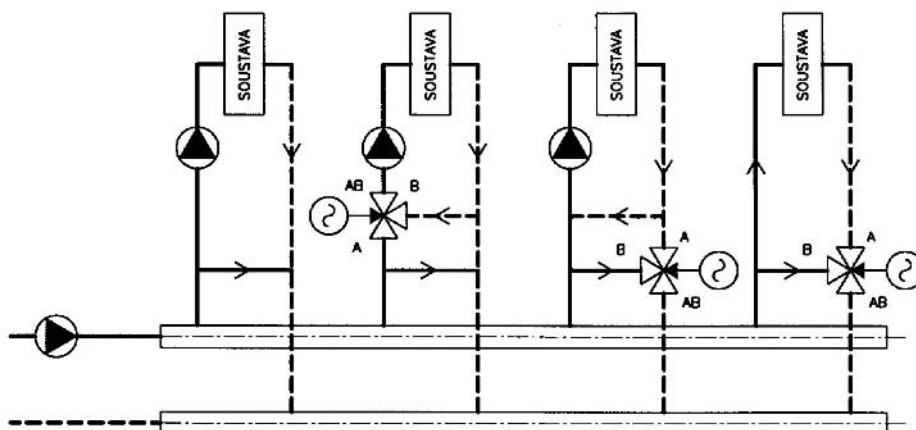
Jednotlivé druhy zapojení rozdělovačů lze obecně rozdělit podle funkce a použitého regulačního prvku. Z hlediska použitých prvků (regulačního orgánu) a způsobu zapojení se tedy jedná o

- zapojení s tlakovým rozdělovačem
 - a) s konstantním průtokem
 - b) s proměnným průtokem
- zapojení s beztlakým rozdělovačem

V následujících schématech zapojení okruhů na rozdělovačích jsou použity způsoby zapojení sekundárních okruhů, které byly uvedeny v předchozích odstavcích.

3.5.3.1. Tlakový rozdělovač s konstantním průtokem

Na obr. 3.38 jsou uvedeny možné způsoby zapojení sekundárních spotřebitelských okruhů pro tlakový rozdělovač s konstantním průtokem v rozdělovači a sběrači.

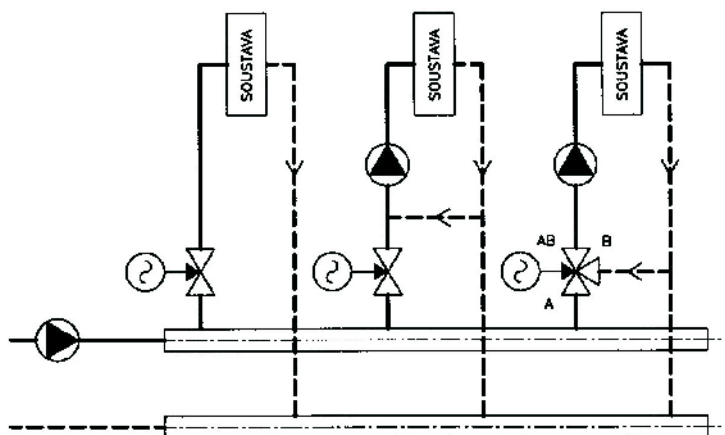


Obr. 3.38. Tlakový rozdělovač s konstantním průtokem

Na přívodním potrubí k rozdělovači je osazeno oběhové čerpadlo, které zajišťuje přísun teplotnosné látky. Potřebná dopravní výška tohoto čerpadla je odvozena od okruhu s největší tlakovou ztrátou. Ostatní uzly na rozdělovači, u nichž je přebytek tlaku, musí být hydraulicky uzpůsobeny, přičemž nejčastějším řešením je osazení ruční regulační armatury.

3.5.3.2. Tlakový rozdělovač s proměnným průtokem

Pro tlakový rozdělovač s proměnným průtokem podle obr. 3.39 v podstatě platí stejné podmínky jako pro předchozí příklad.

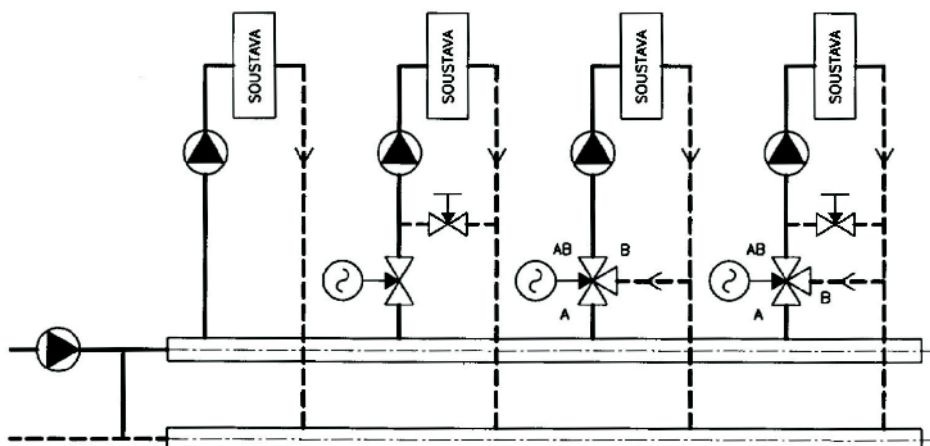


Obr. 3.39. Tlakový rozdělovač s proměnným průtokem

Hlavní rozdíl však spočívá v použitých způsobech zapojení spotřebitelských okruhů. Takto napojené okruhy se svými regulačními uzly neumožňují (při správném návrhu) takzvané přímé přepouštění vody přímo do sběrače. Dochází tím tedy i k možnosti vychlazení vratné vody.

3.5.3.3. Beztlaký rozdělovač

Pro beztlaký rozdělovač podle obr. 3.40 jsou rovněž použita schémata, která jsou v předchozích odstavcích označena jako okruhy s pasivním tlakem v primární části.



Obr. 3.40. Schéma zapojení beztlakého rozdělovače

Zmíněná beztlakost je zajištěna propojovacím zkratem (nebo termohydraulickým rozdělovačem) před rozdělovačem a sběračem. Další variantou pro beztlaké provedení je propojení rozdělovače a sběrače na obou koncích. Tímto propojením dojde k eliminaci diferenčního tlaku od primárního čerpadla.

Závěrem této kapitoly je potřeba znovu upozornit na nutnost komplexního posuzování navrhovaných soustav. Při požadavku na skutečně spolehlivou funkci navrhované soustavy je zejména vhodné prověřit již při návrhu více provozních stavů, které mohou nastat při očekávaném provozu zařízení. Hodnotný přenos tepla lze uskutečnit pouze za optimálních podmínek, přičemž za tyto podmínky lze považovat správný průtok společně s odpovídající teplotou.

4. REGULAČNÍ A UZAVÍRACÍ VENTILY LDM

Regulační ventily zaujímají v sortimentu firmy LDM stěžejní postavení a představují většinu produkce firmy. Rozsah jejich použití je podle konkrétního typu od aplikací ve vytápění a vzduchotechnice až po nejzatíženější energetické systémy a jadernou energetiku. Materiálová provedení z austenitických nerezových ocelí a speciálních slitin pak nalézají uplatnění i v chemickém průmyslu a dalších průmyslových odvětvích.

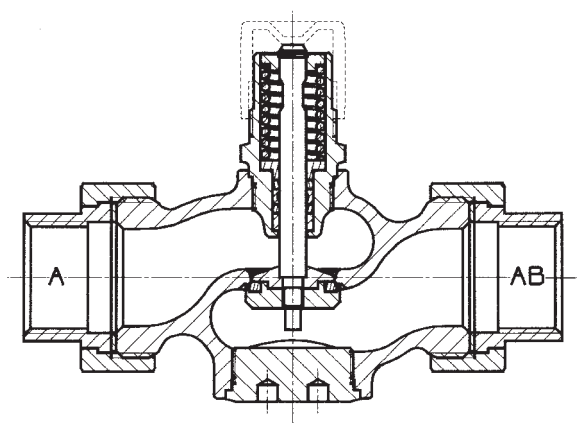
4.1. Regulační ventily řady COMAR line

Seřadíme-li regulační ventily ze sortimentu firmy LDM vzestupně podle parametrů, pro které jsou určeny, na prvním stupínku stojí ventily typové řady RV 111 s obchodním názvem COMAR line. Jedná se o výrobek, uvedený na trh v roce 2000, který je určen pro oblasti vytápění a klimatizace.

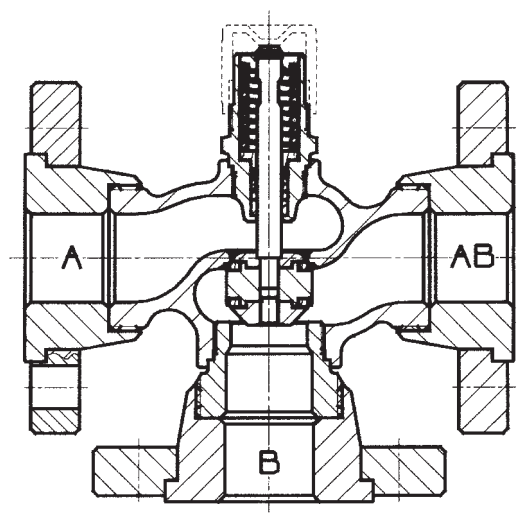
Tyto armatury jsou ze šedé litiny, kompaktní konstrukce s vnějšími připojovacími závity, vyráběné v dvoucestném a třicestném provedení. Rozsah světlostí je DN 15 až 40, jmenovitý tlak PN 16, nicméně použitelné jsou pro kompletaci v zařízeních již od PN 2,5. Součástí dodávky ventilu jsou připojovací konce, umožňující alternativně závitové, přírubové nebo přivařovací provedení připojení armatury do potrubí a zajišťující rychlou a bezproblémovou montáž na zařízení.

Použité materiály škrticího systému, jenž je tvořen kuželkou z kvalitní korozivzdorné oceli a měkkými těsnicími elementy zajišťujícími prakticky hermetickou těsnost v obou větvích, umožňují provoz těchto armatur nejen v běžných teplovodních a horkovodních regulačních okruzích, ale rovněž v provozech s některými charakteristickými vlastnostmi médií, jako jsou např. chladicí okruhy v klimatizační technice. Ventily jsou vedle vody a vzduchu vhodné rovněž pro práci chladicími médii nad bodem mrazu, jako je například glykol do 50% koncentrace, voda s lhem nebo čpavek.

Ventily je možno kompletovat s pohony, umožňujícími 3-bodové nebo spojité řízení, včetně eventuální havarijní funkce.



Obr.4.1. Regulační ventil RV 111/T
ve dvoucestném provedení



Obr. 4.2. Regulační ventil RV 111/F
ve třicestném provedení

Výrobek má některé charakteristické vlastnosti, díky nimž získává mnohé přednosti. Vyznačuje se minimálními stavebními rozměry a hmotností, kvalitní regulační funkcí a vysokou těsností. Disponuje jedinečnou průtočnou charakteristikou LDMspline®, která je optimalizovaná podle parametrů nejobvyklejších pracovních charakteristik tepelných výměníků. Díky bezespojkovému provedení uchycení je velice zjednodušena montáž pohonu na armaturu a současně je odstraněno jeho jakékoli seřizování. Součástí dodávky ventilu je ruční kolečko, umožňující dočasné (během výstavby) nebo nouzové ruční ovládání ventilu obsluhou.

Ventily jsou vyráběny kromě DN 15 v jednoznačně definovaném rozsahu hodnot Kvs a provedení, což značně zjednodušuje jejich specifikaci, viz tab. 4.1.

		XX	XXX	X	X X	X X	XX	/	XXX	-	XX	/	X
1. Ventil	Regulační ventil	RV											
2. Označení typu	Ventily s vnějším závitem		111										
3. Typ ovládání	Ruční kolo s možností připojení elektr. pohonu			R									
4. Provedení	Dvoucestné				2								
	Trojcestné				3								
5. Materiál tělesa	Šedá litina				3								
6. Průtočná charakteristika	Lineární (dvoucestné prov. DN 32 a 40 a trojcestné prov.)					1							
	LDMspline® (dvoucestné provedení DN 15 až 25)					3							
7. Kvs	Číslo sloupce dle tabulky Kvs součinitelů						X						
8. Jmenovitý tlak PN	PN 16							16					
9. Maximální teplota °C	150 °C								150				
10. Jmenovitá světlost DN	DN 15 až 40										XX		
11. Připojení	Závitové šroubení												T
	Příruba s hrubou těsnicí lištou												F
	Přivařovací šroubení												W

Tab. 4.1. Sestavení typového čísla ventilů COMAR line

4.2. Regulační ventily a regulátory diferenčního tlaku řady BEE line

Novinkou roku 2001 byly regulační armatury nové generace řady RV 122 BEE line, koncepčně volně navazující na ventily COMAR line, avšak určené pro oblast náročnějších provozních parametrů.

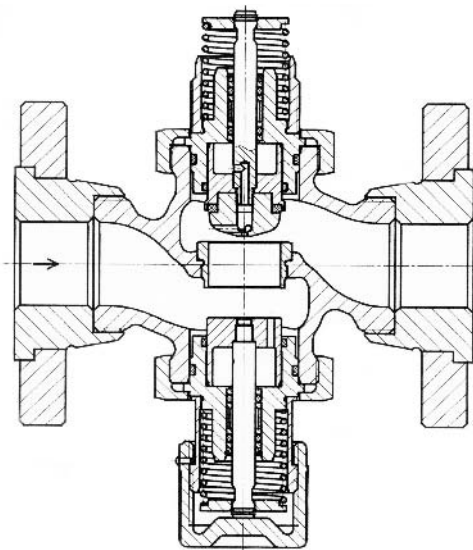
Jedná se o dvoucestné armatury z tvárné litiny, vybavené precizně provedeným tlakově vyváženým škrticím systémem. Rozsah nabízených světlostí je DN 15 až 50, jmenovitý tlak je PN 25. Variantní provedení připojení se závitovými či přivařovacími nátrubky nebo v přírubovém provedení stejně jako u řady COMAR line umožňuje použití těchto armatur v systémech se jmenovitými tlaky již od PN 2,5.

Bezúdržbová ucpávka s EPDM těsnicími elementy je zde již standardem, zaručena je rovněž prakticky nulová netěsnost uzávěru v zavřeném stavu díky měkkým těsnicím prvkům. Tlakově vyvážená kuželka spolu se sedlem z kvalitních korozivzdorných ocelí umožňuje dlouhodobé použití těchto armatur při vysokých pracovních i závěrných tlakových spádech (až do hodnoty PN). Nutné ovládací síly pohonů jsou přitom díky vyvážené kuželce minimální.

Specifickou vlastností těchto ventilů je možnost vybavení ventilu mechanismem pro omezení průtoku. Omezovač pomocí druhé kuželky umožňuje nastavit jmenovitý průtok armaturou nezávisle na hodnotě Kvs ventilu.

Ventily jsou vhodné pro práci s médii jako je voda, horká voda a vzduch do teploty 150 °C a rovněž pro chladicí směsi, např. voda s lihem, čpavek a glykol do 50% koncentrace. Nalézají využití ve všech druzích vytápěcích, klimatizačních a chladírenských zařízeních.

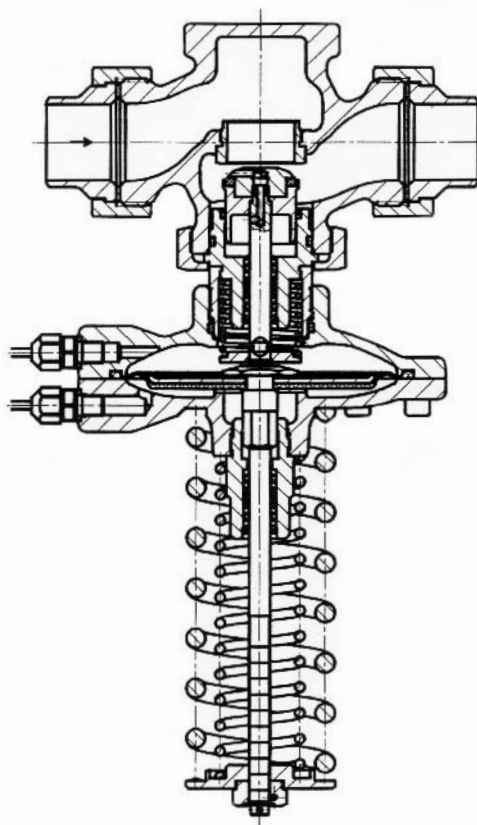
Ve spojení s příslušnými pohony umožňují ovládání pomocí 3-bodového nebo spojitého signálu dle požadavků zákazníka, včetně eventuální havarijní funkce.



Obr. 4.3. Tlakově vyvážený regulační ventil RV 122 BEE line s omezovačem průtoku

Součástí řady BEE line jsou regulátory diferenčního tlaku RD 122. Jsou určeny pro zajišťování konstantního diferenčního tlaku na zařízeních v rozsazích od 10 do 410 kPa.

Přímočinné regulátory ovládané médiem jsou tvořeny tlakově vyváženým provedením základního ventilu a ovládací hlavicí s pryžovou membránou. Plocha membrány zajišťuje dobrou citlivost kuželky na změny tlakových poměrů i při minimálních pracovních tlacích. U provedení s diferenčním tlakem 10 nebo 20 kPa je řízený tlak pevně nastaven z výroby, u diferenčních tlaků vyšších rozsahů je plynule regulovatelný nastavením ovládací pružiny. Je zde rovněž k dispozici provedení s omezovačem průtoku.



Obr. 4.4. Regulátor diferenčního tlaku RD 122 BEE line s nastavitelným Δp

		XX	XXX	X	X X	X X	XX	/	XXX	-	XX	/	X
1. Ventil	Regulační ventil	RV											
2. Označení typu	Tlakově vyvážený ventil s vnějším závitem		122										
3. Typ ovládání	Regulační ventil			R									
	Regulační ventil s omezovačem průtoku			P									
4. Provedení	Dvoucestné				2								
5. Materiál tělesa	Tvárná litina EN-JS1030				4								
6. Průtočná charakteristika	LDMspline®					3							
7. Kvs	Číslo sloupce dle tabulky Kvs součinitelů						X						
8. Jmenovitý tlak PN	PN 25							25					
9. Maximální teplota °C	150 °C								150				
10. Jmenovitá světlost DN	DN 15 až 50										XX		
11. Připojení	Závitové šroubení												T
	Příruba PN 25 s hrubou těsnicí lištou												F
	Přivařovací šroubení												W

Tab. 4.2. Sestavení typového čísla ventilů RV 122 BEE line

		XX	XXX	X	XXXX	XX	/	XXX	-	XX	/	X	
1. Ventil	Přímočinný regulátor tlaku	RD											
2. Označení typu	Tlakově vyvážený		122										
3. Funkce	Regulátor diferenčního tlaku			D									
	Regulátor diferenčního tlaku s omezovačem průtoku			P									
4. Provedení	S pevně nastaveným tlakem				1								
	S nastavitelným rozsahem tlaku				2								
5. Rozsah nastavení redukovaného tlaku	DN 15 - 25	10 kPa			11								
		15 - 60 kPa			22								
		30 - 210 kPa			23								
		60 - 400 kPa			24								
	DN 32 - 50	10 kPa			10								
		20 kPa			11								
		25 - 70 kPa			22								
		40 - 220 kPa			23								
		70 - 410 kPa			24								
6. Impulsní potrubí	Standardní 1,6 m				1								
	Prodloužené 2,5 m				2								
7. Kvs	Číslo sloupce dle tabulky Kvs					X							
8. Jmenovitý tlak PN	PN 25						25						
9. Pracovní teplota °C	150°C							150					
10. Jmenovitá světlost	DN 15 až 50									XX			
11. Připojení	Závitové šroubení											T	
	Příruba PN 25 s hrubou těsnicí lištou											F	
	Přivařovací šroubení											W	

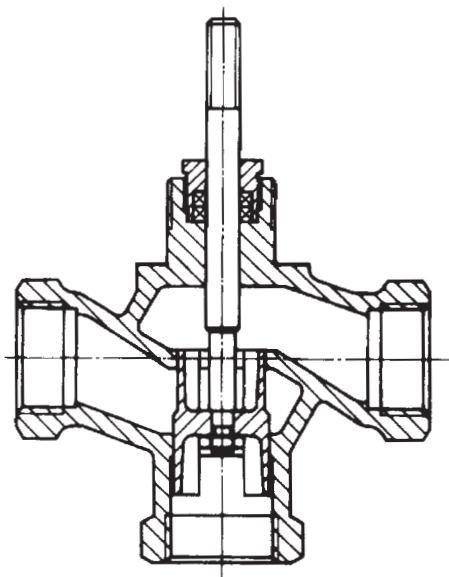
Tab. 4.3. Sestavení typového čísla ventilů RD 122 BEE line

4.3. Regulační a redukční ventily řady 102 a 103

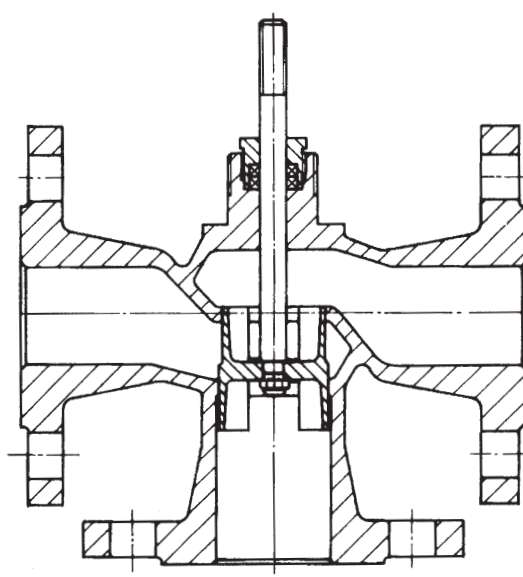
Stálící (a prvním vlastním výrobkem) v sortimentu LDM jsou ventily typové řady RV 102 a RV 103. Jedná se o ventily PN 16, určené pro použití ve vytápění (teplovodní a horkovodní, RV 102 i parní soustavy) a vzduchotechnice, eventuálně i jiných aplikacích, pokud to použité materiály z důvodu korozní a chemické odolnosti dovolí.

Armatury jsou konstruovány jako třícestné, válcová kuželka s výřezy umožňuje jak směšovací, tak rozdělovací funkci ventilu. Prostým zaslepením jedné cesty lze pak sestavit armaturu dvoucestnou, a to buď přímou nebo rohovou. Ventily RV 102 jsou bronzové, se závitovými připojovacími nátrubky, viz obr. 4.5, provedení RV 103 se odlišuje přírubovým tělesem ze šedé litiny, viz obr. 4.6. Ostatní součásti jsou totožné (mosazná kuželka a táhlo z nerezavějící oceli) a

tudíž jsou shodné i základní technické parametry obou provedení. Průtočná charakteristika je standardně lineární, dodávána je i rovnoprocentní charakteristika v přímé větvi. Obě typové řady jsou vyráběny ve světlostech DN 15 až 50.



Obr. 4.5. Regulační ventil RV 102



Obr. 4.6. Regulační ventil RV 103

Ventily mohou být vybaveny ručním kolem, častěji však elektromechanickým nebo elektrohydraulickým táhlovým pohonem, umožňujícím podle požadavků třibodové nebo spojitě řízení včetně eventuální havarijní funkce. Ventily jsou kompletovány se širokou škálou tuzemských i zahraničních pohonů podle rozmanitých požadavků zákazníků.

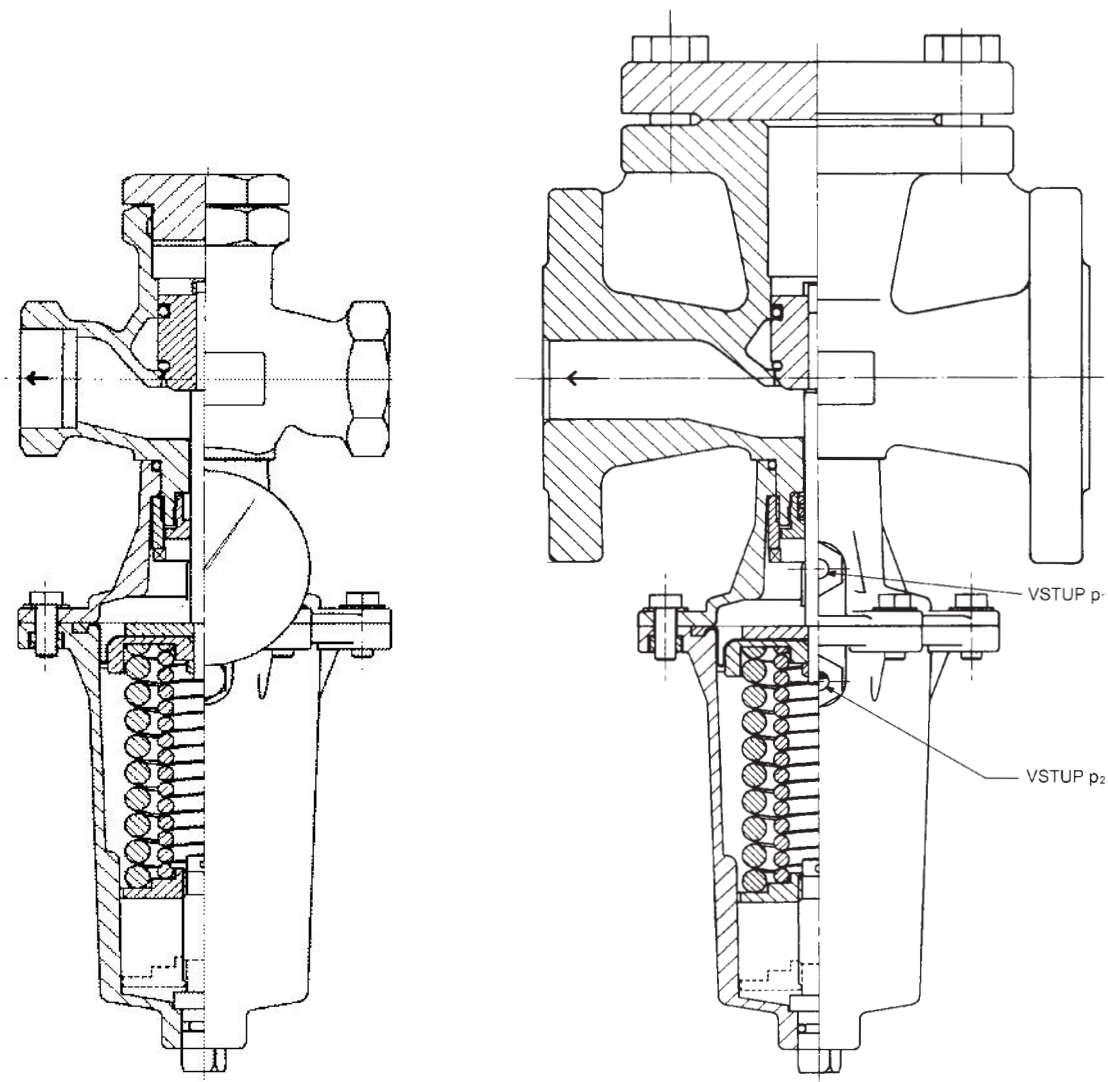
Funkční stavba typového čísla umožňuje přesnou specifikaci parametrů dané armatury a jejich zpětné dekódování, viz tab. 4.4.

		XX	XXX	XXX	XX	XX	XX	/	XXX	-	XX
1. Ventil	Regulační ventil	RV									
2. Označení typu	Ventily z mosazi		102								
	Ventily z šedé litiny		103								
3. Typ ovládání Výrobce	Elektromechanické pohony			E							
	Elektrohydraulické pohony			H							
	Ruční kolo			R							
	Landis & Staefa (Siemens)			L x							
	Sauter			S x							
	Johnson Controls			C x							
	Belimo			B x							
	ZPA Nová Paka			N x							
	Ekorex			R x							
4. Provedení	Platí pro RV 102	Závitové dvoucestné přímé			1						
		Závitové dvoucestné rohové			2						
		Závitové trojcestné směšovací (rozdělovací)			3						
	Platí pro RV 103	Přírubové dvoucestné přímé			4						
		Přírubové dvoucestné rohové			5						
		Přírubové trojcestné směšovací (rozdělovací)			6						
5. Materiálové provedení tělesa	Šedá litina				3						
	Mosaz				5						
6. Průtočná charakteristika	Lineární					1					
	Rovnoprocentní					2					
7. Kvs	Číslo sloupce dle tabulky Kvs						X				
8. Jmenovitý tlak PN	PN 16							16			
9. Pracovní teplota °C									140		
10. Jmenovitá světlost	DN										XX

Tab. 4.4. Schéma sestavení typového čísla ventilů RV 102 a RV 103

Na bázi ventilů RV 102, 103 byly rovněž vytvořeny přímočinné regulátory tlaku. Regulátory výstupního tlaku (redukční ventily) jsou označovány RD 102 V (V - výstupní) a RD 103 V, viz obr. 4.7, regulační ventily pro regulaci diferenčního tlaku pak RD 102 D (D - diferenční) a RD 103 D, viz obr.4.8.

Jedná se o přímočinné proporcionální regulátory (bez pomocné energie), ovládané protékajícím médiem. Jejich předností je stabilní funkce daná tlakově vyváženou kuželkou a vysoká těsnost uzávěru dosažená použitím O-kroužku z materiálu EPDM na těsnicí ploše sedla. Materiál pracovní membrány dovoluje použití těchto armatur až do teploty 140 °C.



Obr.4.7. Regulátor výstupního tlaku RD 102 V Obr.4.8. Regulátor diferenčního tlaku RD 103 D

Tlakové rozsahy těchto armatur jsou potom zřejmé z tabulky 4.5.

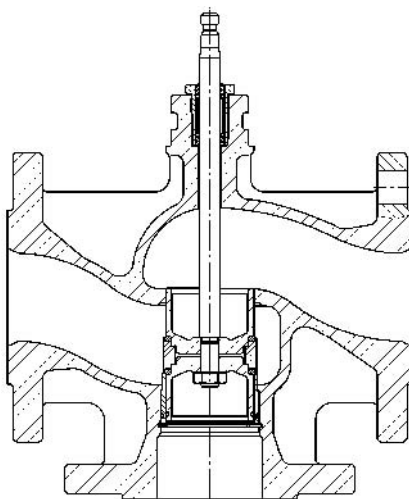
		XX	XXX	XXX	XX	/	XXX	-	XX
1. Ventil	Přímočinný regulační ventil	RD							
2. Označení typu	Ventily z mosazi		102						
	Ventily z šedé litiny		103						
3. Funkce	Regulátor výstupního tlaku			V					
	Regulátor diferenčního tlaku			D					
4. Provedení	V	S přímým vstupem redukováného tlaku		1					
		Se vstupem tlaku z odběru z potrubí		2					
	D	Bez manometrů		3					
		S manometry		4					
5. Rozsah nastavení diferenčního tlaku	0,04 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. Jmenovitý tlak PN	PN 16				16				
7. Pracovní teplota °C							140		
8. Jmenovitá světllost DN	DN								XX

Tab. 4.5. Rozsah tlakových nastavení ventilů RD

4.4. Třicestné regulační ventily řady 113

Regulační přírubové ventily RV113 jsou trojcestné armatury se směšovací nebo rozdělovací funkcí s vysokou těsností v obou větvích, určené k regulaci a uzavírání průtoku média. Průtočná charakteristika je v přímé větvi LDMspline®, v nárožní lineární. Rozsah nabízených světlostí je DN 50 až 150, jmenovitý tlak je PN 16.

Ventil je vybaven bezúdržbovou ucpávkou s EPDM těsnicími kroužky, zaručena je rovněž prakticky nulová netěsnost uzavěru v zavřeném stavu díky měkkým těsnicím prvkům a to jak v přímé, tak i v nárožní větvi.



Obr. 4.9. Regulační ventil RV 113

Ventily RV113 jsou vhodné pro použití v zařízeních, kde je regulovaným médiem voda, vzduch a jiná média kompatibilní s materiálem tělesa a vnitřních částí armatury v rozsahu +2 až +150°C.

		XX	XXX	X	X X	X X	XX	//	XXX	-	XXX
1. Ventil	Regulační ventil	RV									
2. Označení typu	Ventil z šedé litiny		113								
3. Funkce	Trojcestný regulační ventil			M							
4. Provedení	Přírubové trojcestné směšovací (rozdělovací)				6						
5. Materiál tělesa	Šedá litina				3						
6. Průtočná charakteristika	LDMspline® / Lineární					3					
7. Kvs	Číslo sloupce dle tabulky Kvs součinitelů						1				
8. Jmenovitý tlak PN	PN 16							25			
9. Maximální teplota °C	150 °C								150		
10. Jmenovitá světlost DN	DN 15 až 50										XXX

Tab. 4.6 Schéma sestavení typového čísla ventilů RV 113

4.5. Regulační ventily řady 200 line

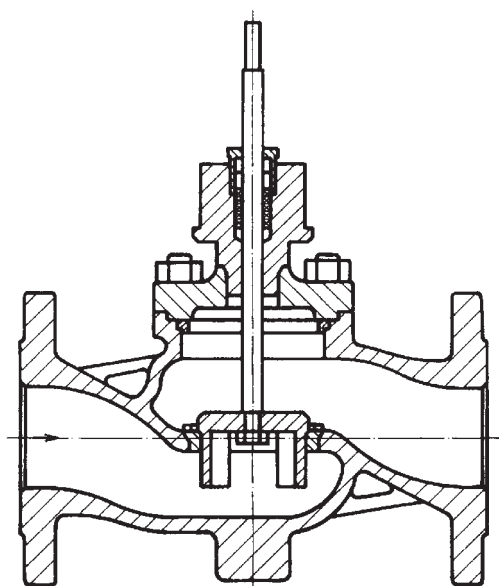
Další výkonový stupeň co se tlaku a teploty týče představují armatury RV 210 až 235, které tvoří významnou skupinu výrobků s velkým množstvím variant provedení. Představují komplexní řadu regulačních a uzavíracích ventilů ve světlostech DN 15 až 400 se jmenovitými tlaky PN 16, 25 a 40.

Ventily řady RV 21x, jejichž těleso tvoří odlitek z moderního materiálu s výhodnými

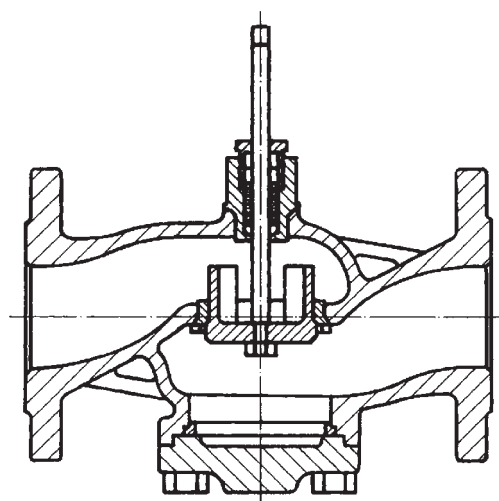
slévarenskými i mechanickými vlastnostmi - tvárné litiny, jsou určeny pro regulaci průtoku média v horkovodních a parních soustavách. Oblast použití zahrnuje např. výměňkové stanice, teplárenské okruhy a předávací stanice, ale i nízkotlaké části parních cyklů elektráren na fosilní paliva, eventuálně i sekundární okruhy jaderných elektráren.

Materiálové variace popsaných armatur RV 21x, označované jako RV 22x (ventily z ocelolitiny) a RV 23x (provedení z nerezové oceli) rozšiřují možnost použití těchto výrobků v náročnějších aplikacích v energetice a v technologických okruzích v chemickém průmyslu, petrochemii, plynárenství, chladicích okruzích apod. Pro nejnáročnější aplikace zejména v chemickém a petrochemickém průmyslu je určena řada RV 24x, kde jsou materiálem tělesa chromniklové slitiny (Monel, Hasteloy).

Ventily řady RV 2xx obecně jsou stavebnicové konstrukce a jsou vyráběny v několika provedeních. Základní je řešení RV 2x0, představující dvoucestný přímý ventil, viz obr. 4.10. Konstrukce přímého ventilu bývá také označována zkratkou z angličtiny PDTC (Push Down To Close).



Obr. 4.10. Regulační ventil RV 210



Obr. 4.11. Regulační ventil RV 211

Těleso ventilu s kanály proudnicového tvaru bylo konstruováno s ohledem na minimální hmotnost, což značně zjednodušuje manipulaci při výrobě, přepravě, montáži i údržbě.

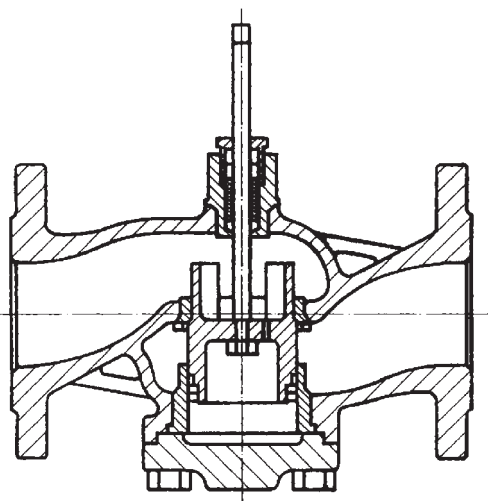
Nerezová kuželka je válcová s výřezy, u malých světlostí pak s tvarovanou regulační partií. U ventilů provozovaných při nepříznivých provozních podmínkách (např. při kavitaci v kapalině nebo při nadkritickém proudění par a plynů) může být kuželka řešena jako děrovaná. Sedlo ventilu, rovněž nerezové, může být v případě požadavku vybaveno PTFE kroužkem, zajišťujícím dlouhodobě vysokou těsnost uzávěru (tzv. "měkké sedlo"). Při náročných provozních podmínkách lze armaturu vybavit sedlem s navařenou vrstvou tvrdokovu na těsnicích plochách. Ucpávka je variantně řešena buď ucpávkovými bloky s O-kroužky nebo PTFE manžetami, expandovaným grafitem nebo pro nejnáročnější aplikace vlnovcem. V každém případě je kladen důraz na vysokou spolehlivost a dlouhodobou těsnost při minimální nebo vůbec žádné údržbě.

Ventily řady RV 2x1 jsou totožné konstrukce, jsou však určeny pro použití pohonů s tzv. reverzní funkcí (pohon zavírá směrem nahoru, tj. ventil uzavírá při pohybu táhla směrem ven z ventilu) a tomu je přizpůsobeno uspořádání armatury. Ta je v podstatě otočena "hlavou dolů", viz obr. 4.11. Toto provedení ventilu se také označuje zkratkou z angličtiny PDTO (Push Down To Open).

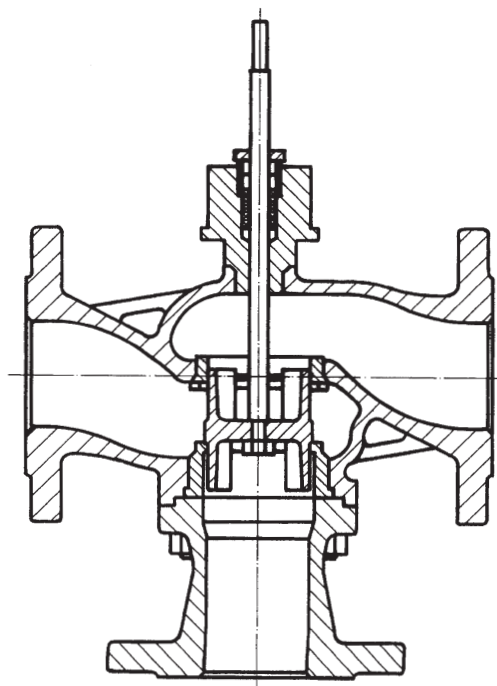
Na tyto dvě základní provedení navazuje konstrukce tlakově vyváženého ventilu, označeného RV 2x2, v reverzním provedení pak RV 2x3, viz obr. 4.12.

Princip tlakově vyváženého ventilu spočívá ve vytvoření uzavřeného prostoru nad regulační kuželkou a propojení tohoto prostoru vyvažovacím otvorem s kanálem na opačné straně kuželky. Tím dojde k vyrovnání tlaků působících na kuželku a ta není namáhána přídatnými silami od tlaku média. Toto řešení umožňuje použití relativně slabých pohonů pro ovládání armatur velkých světlostí i při vysokých tlakových spádech.

Tato armatura se stala základem tzv. havarijních uzávěrů, regulačních ventilů osazených elektrohydraulickými nebo elektrickými pohony s bezpečnostní funkcí, které zajistí v případě výpadku napětí přestavení armatury do požadované výchozí polohy.



Obr. 4.12. Regulační ventil RV 213



Obr. 4.13. Regulační ventil RV 214

Posledním typem armatur této řady jsou třicestné ventily RV 2x4, viz obr. 4.13 a RV 2x5, určené pro směšování a rozdělování průtoku média. Liší se od sebe především skutečností, že ventily RV 2x4 jsou schopny těsně uzavřít jak přímou, tak nárožní větev (zkratovou), protože mohou být vybaveny v obou větvích sedlem s PTFE těsněním, avšak u ventilů RV 2x5 absence momentového vypínače pohonu (to se týká zejména elektrohydraulických pohonů Siemens a Sauter) ve spodní poloze neumožňuje těsné uzavření nárožní větve a je s tím nutno při aplikaci počítat (netěsnost je cca 2% Kvs).

Všechny uvedené typy ventilů je možno dodávat vybavené kuželkami s lineární nebo rovnoprocentní průtočnou charakteristikou, dvoucestné ventily pak navíc s charakteristikou parabolickou (kvadratickou), a od roku 2000 rovněž s optimalizovanou charakteristikou pro aplikace v oblasti vytápění LDMspline®. Široký rozsah hodnot Kvs dává projektantům a uživatelům možnost přesně navrhnout a použít armaturu bez zbytečného předdimenzování anebo poddimenzování výkonu.

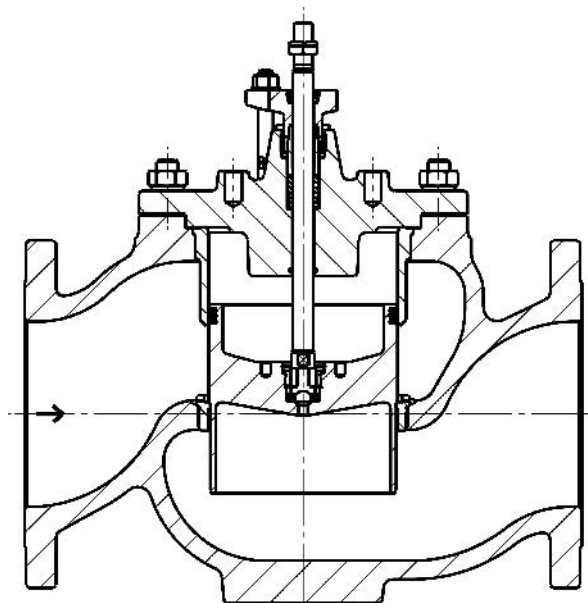
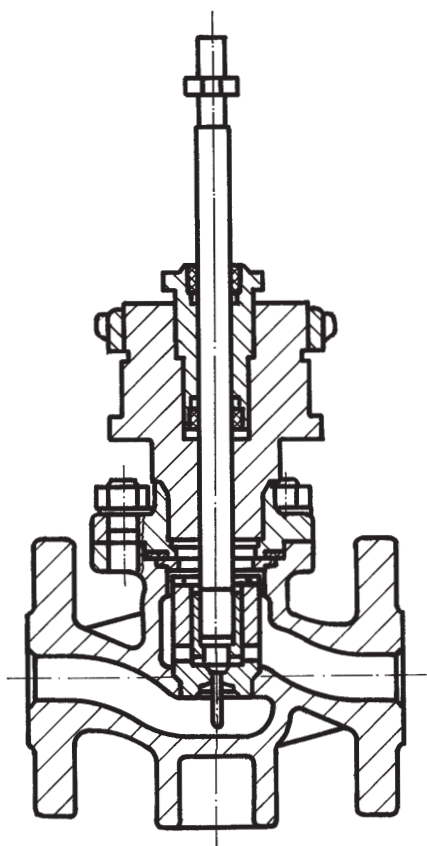
Stavebnicová konstrukce armatury navíc umožňuje jednoduchou přestavbu např. při změně parametrů zařízení (úprava Kvs nebo změna charakteristiky), kterou je možno ve valné většině případů provést přímo na místě provozu. V případě potřeby je možné rovněž dodat armaturu se zakázkovou hodnotou Kvs i nestandardní průtočnou charakteristikou.

Nejmenší dodávaná hodnota Kvs ventilů LDM je $0,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, dosažená u ventilů RV 210 s mikro-

škrticím systémem, viz obr. 4.14. Tyto armatury byly vyvinuty pro použití v parních kompaktních výměňkových stanicích pro regulaci výkonu na straně kondenzátu, nicméně jsou využívány i ve zkušebnictví a průmyslu pro regulaci velmi malých průtoků.

Tyto armatury byly vyvinuty pro použití v parních kompaktních výměňkových stanicích pro regulaci výkonu na straně kondenzátu, nicméně jsou využívány i ve zkušebnictví a průmyslu pro regulaci velmi malých průtoků.

Dvoucestné ventily velkých světlostí nebo ventily určené teploty nad 260°C mohou být vybaveny tlakově odlehčenou kuželkou s pilotním systémem, viz obr. 4.15. Předností tohoto provedení je vysoká těsnost uzávěru díky spolupůsobení síly pohonu a tlaku média v zavřeném stavu. Při regulaci naopak otevřená pilotní kuželka zajišťuje vyrovnáním tlaků působících na regulační kuželku snížení nutných ovládacích sil.



Obr. 4.14. Mikroškrticí systém ventilu RV 210 Obr. 4.15. Ventil RV 212 s pilotní odlehčenou kuželkou

Armatury řady RV 2xx jsou kompletovány s pneumatickými, elektromechanickými nebo elektrohydraulickými přímočarými pohony tuzemských i renomovaných zahraničních výrobců, což umožňuje jejich ovládání od jednoduchého třibodového až po řízení unifikovaným pneumatickým, napěťovým nebo proudovým signálem se zpětnou vazbou.

Použití přímých táhlových pohonů zajišťuje zvláště ve spojení s tlakově vyváženými ventily při nízkých přestavných silách vysokou přesnost regulace a dlouhodobou spolehlivost a životnost pohonů.

Stavba typového čísla těchto armatur, podobně jako u ostatních výrobků firmy LDM umožňuje přesnou a nezaměnitelnou specifikaci ventilu včetně pohonu a jejich opětovné dekódování. Ve firmě jsou archivovány informace o všech dodaných armaturách, takže například při opravě stačí uživateli znalost výrobního čísla armatury pro zjištění údajů o provozovaném ventilu a zajištění náhradních dílů nebo servisního zásahu autorizovanou organizací.

V tabulce 4.7 je pak uvedeno schéma sestavení typového čísla ventilů RV 210 až 235.

		XX	X X X	X X X	X X X X	X X	- XX	/	XXX	-	XXX	XX
1. Ventil	Regulační ventil	RV										
	Havarijní uzávěr	HU										
	Uzavírací ventil	UV										
2. Označení typu	Ventily z tvárné litiny		2 1									
	Ventily z lité oceli		2 2									
	Ventily z korozivzdorné oceli		2 3									
	Ventil přímý		0									
	Ventil reverzní		1									
	Ventil přímý tlakově odlehčený		2									
	Ventil reverzní tlakově odlehčený		3									
	Ventil směšovací (rozdělovací)		4									
	Ventil směšovací (rozdělovací) reverzní		5									
3. Typ ovládání	Elektromechanický pohon			E								
	Elektrohydraulický pohon			H								
	Pneumatický pohon			P								
Výrobce				X X								
4. Připojení	Příruba s hrubou těsnící lištou				1							
	Příruba s výkružkem				2							
5. Materiálové provedení tělesa	Uhlíková ocel 1.0619 (-20 až 400° C)				1							
	Tvárná litina EN - JS 1025 (-20 až 300° C)				4							
	CrMoV ocel 1.7357 (-20 až 500° C)				7							
	Nerez ocel 1.4581 (-20 až 400° C)				8							
	<i>(v závorkách jsou uvedeny rozsahy pracovních teplot)</i> Jiný materiál dle dohody					9						
6. Těsnění v sedle	Kov - kov				1							
	Měkké těsnění (kov - PTFE)				2							
	Návar těsnících ploch tvrdokovem				3							
7. Druh ucpávky	O - kroužek EPDM				1							
	PTFE				3							
	Expandovaný grafit				5							
	Vlnovec				7							
	Vlnovec s bezpečnostní ucpávkou PTFE				8							
	Vlnovec s bezpečnostní ucpávkou grafit				9							
8. Průtočná charakteristika	Lineární					L						
	Rovnoprocentní v přímé větvi					R						
	Uzavírací					S						
	LDMspline®					U						
	Parabolická					P						
	Lineární - děrovaná kuželka					D						
	Rovnoprocentní - děrovaná kuželka					Q						
Parabolická - děrovaná kuželka					Z							
9. Kvs	Číslo sloupce dle tabulky Kvs součinitelů					X						
10. Jmenovitý tlak PN	PN 16						16					
	PN 40						40					
11. Pracovní teplota °C	O - kroužek EPDM							140				
	PTFE, vlnovec							220				
	PTFE, vlnovec							260				
	Expandovaný grafit; Vlnovec							300				
	Expandovaný grafit; Vlnovec							400				
	Expandovaný grafit; Vlnovec							500				
12. Jmen. světlost DN	DN									XXX		
13. Provedení	Normalní											
	Nevýbušné											Ex

Tab. 4.7. Schéma sestavení typového čísla ventilů RV 210 až 235

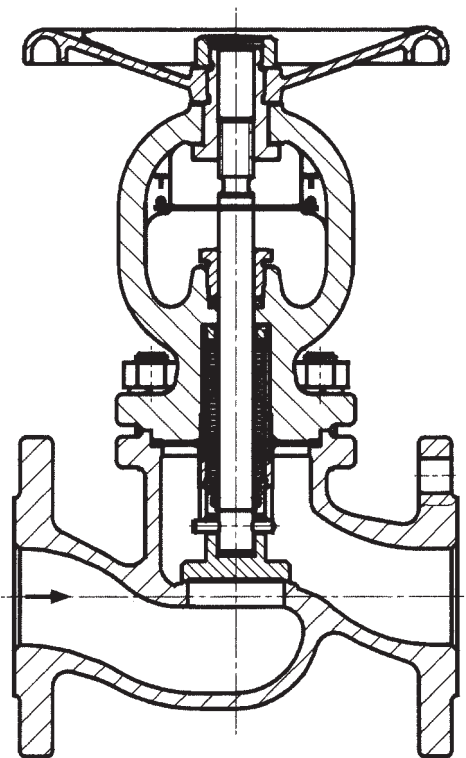
4.6. Uzavírací ventily řady 2x6

Vlnovcové ventily UV 2x6 jsou ruční uzavírací armatury určené pro dlouhodobý bezúdržbový provoz. Slouží pro těsné uzavření (odstavení) hlavních větví, obtoků i odběrových a vzorkovacích potrubí v horkovodních a parovodních rozvodných okruzích. Nacházejí užití v elektrárnách, teplárnách, výměňkových a předávacích stanicích i běžných topenářských aplikacích.

Armatury jsou vyráběny v přírubovém provedení ve světlotech DN 15 až 400, v tlakových třídách PN 16, 25 a 40. Materiálové provedení tělesa a třmenového víka může být z lité uhlíkové oceli (UV 226), korozivzdorné oceli (UV 236) nebo chromniklových slitin jako Monel nebo Hasteloy (UV 246).

Ventily UV 2x6 R jsou vybaveny vlnovcovou ucpávkou, která je chráněna proti poškození mechanickými nečistotami krycí trubicí. Bezpečnostní ucpávka z expandovaného grafitu představuje pojistku proti úniku média při eventuálním porušení vlnovce. Provedení UV 2x6 S je vybaveno plnohodnotnou stlačovanou ucpávkou z expandovaného grafitu. Plochá kuželka na navařeném sedle zajišťuje těsnost odpovídající nejprísnějším kritériím podle evropských norem (prakticky bez průsaku v zavřeném stavu). Kuželka je dále při pohybu a v otevřené poloze zabezpečena proti vibracím. Ventily UV 2x6 V a UV 2x6 B jsou vybaveny tlakově odlehčenou kuželkou umožňující uzavření média i při $p_{\max} = 4 \text{ MPa}$ (40 bar), tj. až do hodnoty tlakového stupně armatury.

Nestoupavé ruční kolo umožňuje použití i ve stísněných pracovních podmínkách, díky konstrukci třmenu je umožněno bezpečné použití kola i při vysokých nebo naopak velmi nízkých teplotách média.



Obr. 4.16. Vlnovcový uzavírací ventil UV 226

Pohybový mechanismus garantuje nízké přestavné síly při otevírání a zavírání, jejich velikost zůstává v průběhu životnosti konstantní. Zřetelný ukazatel zajišťuje snadnou identifikaci okamžité polohy uzávěru.

Jak je u armatur LDM tradicí, přehledné typové číslo zajišťuje snadnou specifikaci a přesnou identifikaci ventilu při návrhu i užívání výrobku.

		XX	XXX	XXX	XX	/	XXX	-	XXX	XX
1. Ventil	Uzavírací ventil	UV								
2. Označení typu	UV z lité uhlíkové oceli 1.0619		226							
	UV z lité korozivzdorné oceli 1.4581		236							
3. Typ ovládání / ucpávky	Ruční kolo / vlnovec s bezpečnostní ucpávkou			R						
	Ruční kolo / expandovaný grafit			S						
	Tlakově odlehčená kuželka / vlnovec s bezpečnostní ucpávkou			V						
	Tlakově odlehčená kuželka / expandovaný grafit			B						
4. Provedení připojení	Příruba s hrubou těsnicí lištou (viz poznámka)			1						
5. Materiál tělesa / víka <small>⁵⁾ Pouze u provedení R a V</small>	Ocelotina 1.0619 / Ocelotina 1.0619			1						
	Nerez. ocel 1.4581 / Ocelotina 1.0619			3						
	Nerez. ocel 1.4581 / Nerez. ocel 1.4581			8						
	Jiný materiál			9						
6. Jmenovitý tlak PN	PN 16				16					
	PN 25				25					
	PN 40				40					
7. Maximální teplota °C	400°C					400				
8. Jmenovitá světlost DN	DN 15 až 400							XXX		
9. Provedení	Normální									
	Nevýbušné									Ex

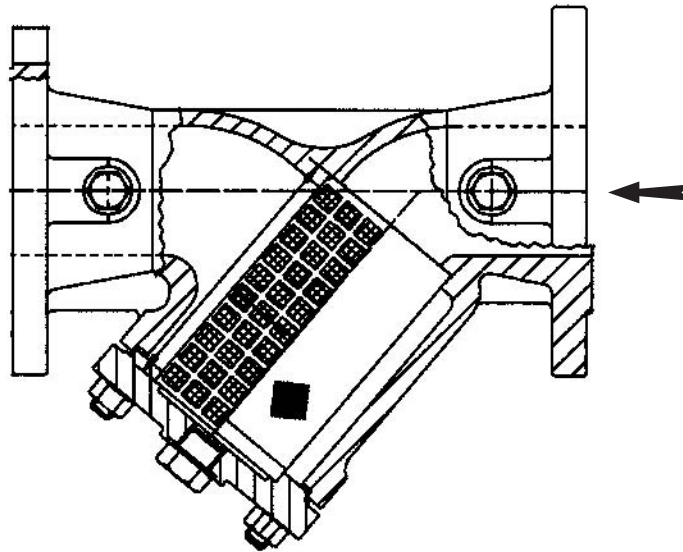
Tab. 4.8. Schéma sestavení typového čísla ventilů UV 2x6

4.7. Filtry přírubové řady FP

Filtry přírubové řady FP jsou potrubní prvky určené pro čištění média od mechanických nečistot. Hlavní předností je jejich celková robustní konstrukce a síto z nerezové oceli s možností čištění bez nutnosti demontáže víka filtru.

Filtry jsou vyráběny v přírubovém provedení ve světlostech DN 15 až 400, v tlakových třídách PN 16, 25 a 40. Materiálové provedení tělesa může být z šedé litiny (FP 110), tvárné litiny (FP 210) a ocelolitin (FP 220). Široká škála jmenovitých světlostí umožňuje použití těchto filtrů ve většině obvyklých aplikací.

Filtry jsou určeny pro použití v topenářství a průmyslu, především v horkovodních, případně parních okruzích. Jsou vhodné pro prostředí vody, vodní páry, vzduchu a dalších médií kompatibilních s použitým materiálem tělesa a filtračního síta. Doporučujeme je používat v kombinaci s ostatními výrobky firmy. Jejich použitím dojde především ke zvýšení životnosti uzavíracích orgánů ventilů.



Obr. 4.17. Přírubový filtr FP

Jak je u armatur LDM tradicí, přehledné typové číslo zajišťuje snadnou specifikaci a přesnou identifikaci při návrhu i užívání výrobku.

		XX	XXX	X	XX	XX	/	XXX	-	XXX
1. Armatura	Filtr přírubový	FP								
2. Označení typu	Filtr ze šedé litiny EN-JL1040		110							
	Filtr z tvárné litiny EN-JS1050		210							
	Filtr z ocelolitiny 1.0619		220							
3. Provedení	Nerezové síto					S				
	Nerezové síto s magnetickou vložkou					M				
4. Velikost oka	Základní velikost oka				1					
5. Materiál tělesa	Šedá litina EN-JL1040		110		3					
	Tvárná litina EN-JS1050		210		4					
	Ocelolitina 1.0619		220		1					
6. Jmenovitý tlak PN	PN 16		110			16				
	PN 25		210			25				
	PN 40		220			40				
7. Maximální teplota °C	300°C		110					300		
	350°C		210					350		
	400°C		220					400		
8. Jmenovitá světlost DN	DN 15 až 400		110							XXX
	DN 15 až 300		210							XXX
	DN 15 až 200		220							XXX

Tab. 4.9. Schéma sestavení typového čísla filtrů FP 2x0

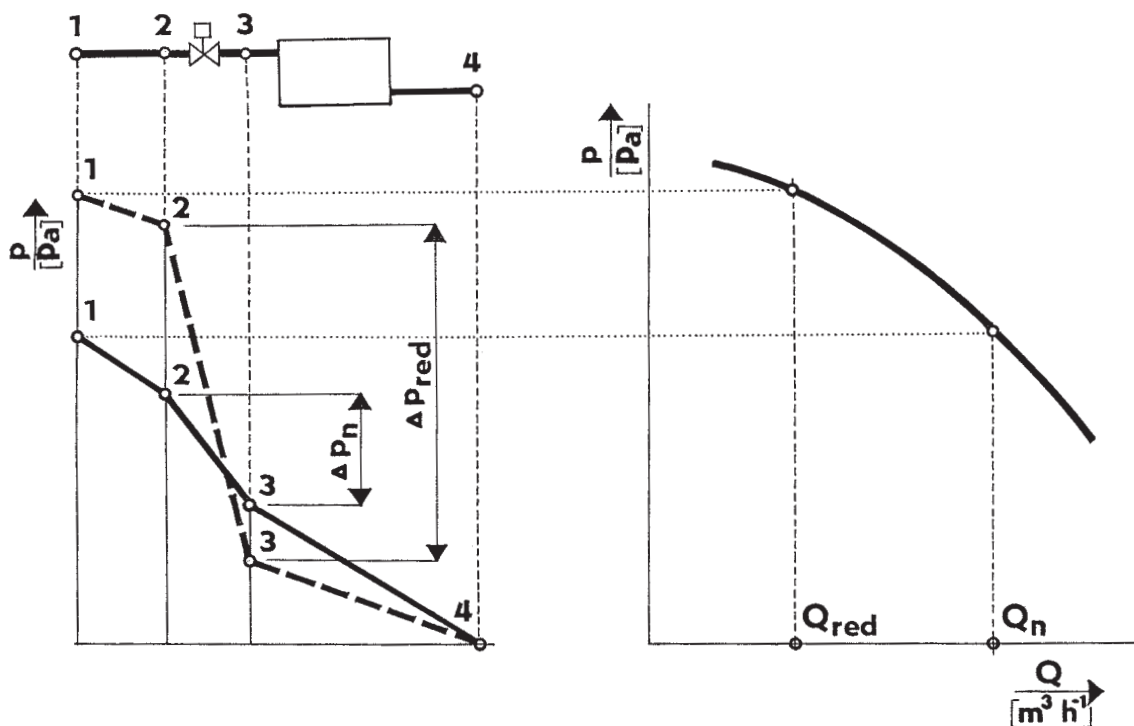
Armatury pro vyšší parametry než PN 40 jsou potom popsány v kapitole 8.

Jak je vidět z předchozího stručného popisu, sortiment regulačních a uzavíracích armatur LDM zahrnuje svou širší většinu aplikací v běžných průmyslových odvětvích, vytápění a centralizovaném zásobování teplem. To je ve shodě s dlouhodobou koncepcí rozvoje firmy, jejíž cílem je být spolehlivým a kvalitním partnerem uživatelů regulačních armatur.

5. REGULACE DIFERENČNÍHO TLAKU

5.1. Nárůst tlaku na regulační armatuře

Pokud je jakákoli soustava vybavena dvoucestnými regulačními ventily, mění se v ní za provozu mimo návrhový stav průtok a diferenční tlak, protože každý dvoucestný ventil reguluje prostřednictvím změny průtoku. To má za následek kromě změny průtoku otopnou nebo chladicí soustavou změny diferenčního tlaku, viz obr. 5.1. Takové soustavy bývají označovány jako soustavy s proměnným průtokem nebo dynamické soustavy. Tento jev je zvláště markantní u soustav, kde jsou takto regulována všechna odběrní místa, tj. např. soustavy s termostatickými radiátorovými ventily, tlakově nezávislé předávací stanice nebo teplovzdušné jednotky.



Obr. 5.1. Nárůst diferenčního tlaku při zavírání regulačního ventilu

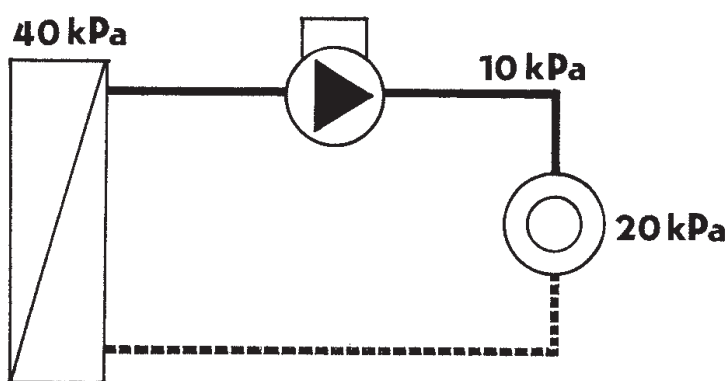
Na obr. 5.1 je celá soustava včetně ventilu navržena na jmenovitou (výpočtovou) tlakovou ztrátu Δp_n při jmenovitém průtoku Q_n a za výpočtových podmínek se chová podle plné čáry v levé části obrázku (body 1, 2, 3, 4). Úsek 1-2 znázorňuje tlakovou ztrátu přívodního potrubí, 2-3 tlakovou ztrátu regulační armatury a 3-4 ztrátu obecného odběrného místa (v našem případě otopného tělesa) včetně zpátečního potrubí.

Při statisticky běžném provozu (mimo výpočtový stav) však bude regulační armatura do určité míry uzavřena. V pravé části obr. 5.1 je znázorněn posun po charakteristice čerpadla, tzn. že při nižším průtoku Q_{red} bude v síti vyšší dynamický tlak. Protože klesá průtok sítě, okolní potrubní systém bude mít nižší tlakovou ztrátu (čárkovaný průběh 1-2, 3-4) a celý zbytek dispozičního tlaku v dané odběrním místě bude seškrčován ventilem (2-3, Δp_{red}). To má za následek ovlivňování regulačních vlastností ventilu a nežádoucí hlukové projevy, zvláště u termostatických radiátorových ventilů. Z obrázku 5.1 je dále vyplývá velmi důležitá skutečnost, totiž že nárůst diferenčního tlaku na regulační armatuře je způsobován dvěma faktory, jednak nárůstem tlaku čerpadla při nižším průtoku, dále pak i poklesem ztrát potrubní sítě.

5.2. Čerpadla s proměnnými otáčkami

Pro omezení nárůstu diferenčního tlaku se v současné době velmi často používá čerpadel s proměnnými otáčkami, jak s frekvenčními měniči vestavěnými do svorkovnice pro menší výkony, tak i s oddělenými měniči a tlakovými převodníky, které se používají zejména pro větší výkony, ale kromě ekonomických důvodů nebrání nic takovému uspořádání i u malých čerpadel.

Zamyslíme-li se nad obrázkem 5.1, je zřejmé, že frekvenčně regulované čerpadlo nemůže dávat dostatečnou záruku konstantního tlaku na regulační armatuře, protože, jak bylo uvedeno dříve, nárůst tlaku na regulační armatuře je způsoben i poklesem vlastních tlakových ztrát potrubní sítě (obecně všech pevných odporů), což může být velmi významný faktor zejména u moderních vytápěcích soustav nebo u chladicích soustav, kde mohou být tyto odpory značné. Na obr. 5.2 je proto uveden příklad výměníkové stanice s deskovými výměníky, kde vlastní výměníková stanice má tlakovou ztrátu 40 kPa, potrubní síť 10 kPa a připojená tlakově závislá otopná soustava včetně termostatických radiátorových ventilů 20 kPa.



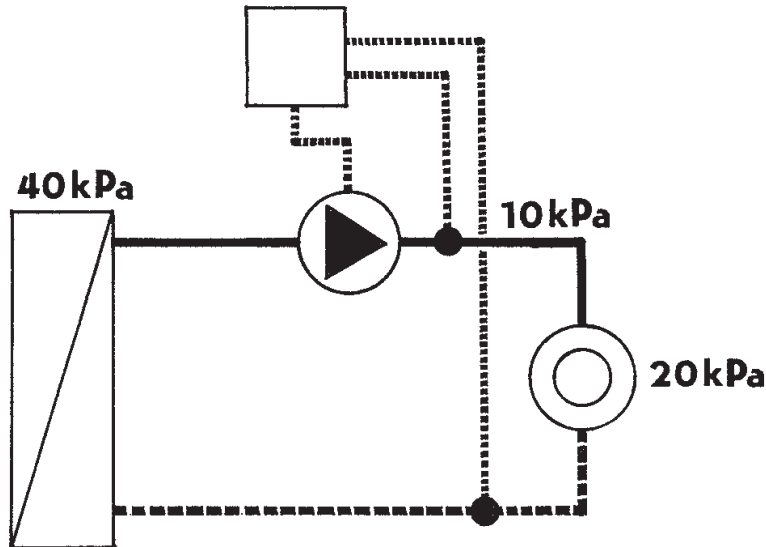
Obr. 5.2. Výměníková stanice s frekvenčně řízeným čerpadlem (vestavěný měnič)

Podle tohoto obrázku bude nutné při uvedení do provozu nastavit dopravní výšku čerpadla na součet všech dílčích ztrát soustavy, tj. na $40 + 10 + 20 = 70$ kPa.

Protože v soustavách, které jsou vybaveny termostatickými ventily, klesá podstatně za normálního provozu průtok (30 - 50 %-ní snížení oproti jmenovitému průtoku), poklesne rovněž s jeho druhou mocninou tlaková ztráta všech pevných hydraulických odporů (potrubí, ruční armatury apod.). V případě dle obr. 5.2. předpokládejme, že okamžitý reálný průtok soustavou bude poloviční a potom se tlakové ztráty potrubní sítě i vlastní ztráty výměníkové stanice zmenší na čtvrtinu. Čerpadlo je však nastaveno na konstantní tlak 70 kPa a na termostatických ventilech bude za tohoto stavu dispoziční tlak $70 - 10 - 2,5 = 57,5$ kPa. Za této situace můžeme s jistotou předpokládat, že otopná soustava bude hlučná.

Z tohoto důvodu začali někteří výrobci vyrábět tzv. "inteligentní" frekvenčně řízená čerpadla, kde se dopravní výška (tlak) čerpadla snižuje úměrně s dopravovaným množstvím. Tento způsob řízení se obecně nazývá proporcionálním, ale protože nelze při nulovém průtoku dosáhnout nulové dopravní výšky, vždy existuje určitá tlaková odchylka oproti ideálnímu parabolickému průběhu. Proto by měly být při použití těchto čerpadel alespoň orientačně propočítány parametry sítě při sníženém průtoku, zda je tlaková odchylka zanedbatelná či nikoliv. Obecně platí, že čím vyšší je vlastní tlaková ztráta sítě, tím vyšší je riziko hlučnosti regulačních armatur i při použití takto řízených čerpadel.

V případě obr. 5.2 bylo použito čerpadlo s vestavěným měničem do svorkovnice. Nastavený diferenční tlak je u těchto strojů zjišťován výpočtem z elektrických veličin, udržován v podstatě mezi přírubami stroje (přesněji přímo v oběžném kole), a proto musí být tato čerpadla nastavena i na překonání vlastní tlakové ztráty zdroje. U větších čerpadel, kde se téměř výhradně používají oddělené (samostatné) frekvenční měniče s tlakovými převodníky, je situace o něco příznivější díky možnosti teoreticky libovolného umístění tlakových čidel, ale principiálně se jedná o stejný problém, viz obr. 5.3.



Obr. 5.3. Výměňiková stanice s frekvenčně řízeným čerpadlem (oddělený měnič)

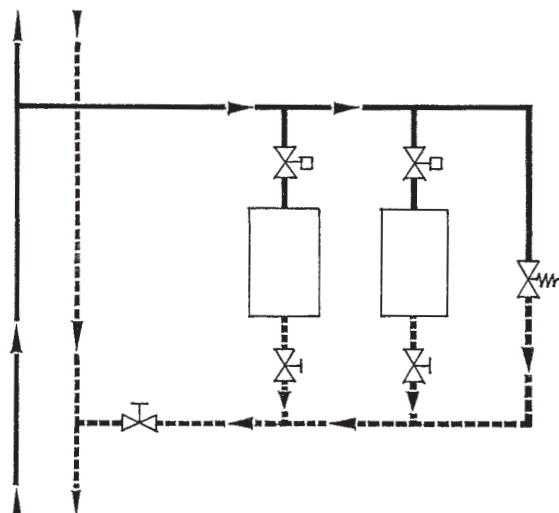
V zapojení podle obr. 5.3 předpokládejme, že průtok se změní stejně jako v předchozím případě, potrubní síť i otopná soustava jsou stejné a tlakové převodníky jsou umístěny na prahu zdroje, např. na hlavním rozdělovači a sběrači. Dopravní výška čerpadla bude opět nastavena na součet všech dílčích ztrát soustavy, ale v tomto případě již bez vlastní tlakové ztráty zdroje (tlak je snímán "za" zdrojem), tj. na $10 + 20 = 30$ kPa. I v tomto případě bude dopravní výška čerpadla při jmenovitém průtoku 70 kPa, nicméně díky umístění převodníků tlaku jsme "odstranili" tlakovou ztrátu zdroje (výměňiku), takže nastavení na 30 kPa je zcela správné. Tímto zapojením je sice eliminována vlastní tlaková ztráta zdroje, ale při sníženém průtoku bude na termostatických ventilech za tohoto stavu dispoziční tlak $30 - 2,5 = 27,5$ kPa, což s velkou pravděpodobností způsobí opět hlukové problémy.

Z uvedených příkladů je zřejmé, že ani použití čerpadla s proměnnými otáčkami často nevyřeší problémy s nárůstem diferenčního tlaku na regulačních armaturách a že tedy není většinou vyhnutí používat na větších objektech nebo rozlehlých soustavách (vyšší tlaková ztráta pevných odporů) další prostředky pro jeho stabilizaci. Provozní problémy bez další stabilizace diferenčního tlaku jsou, jak bylo uvedeno výše, potom tím horší, čím vyšší tlakové ztráty vykazuje potrubní síť při jmenovitém průtoku.

Z těchto důvodů je třeba nahlížet na frekvenčně řízená čerpadla v první řadě jako na vynikající prostředek pro šetření elektrické energie, kde se úspory běžně vyčíslují na 50 % oproti neřízeným čerpadlům. Frekvenčně řízená čerpadla mají dále všechny předpoklady pro vyšší životnost a vyznačují se menším hlukem.

5.3. Přepouštěcí ventily

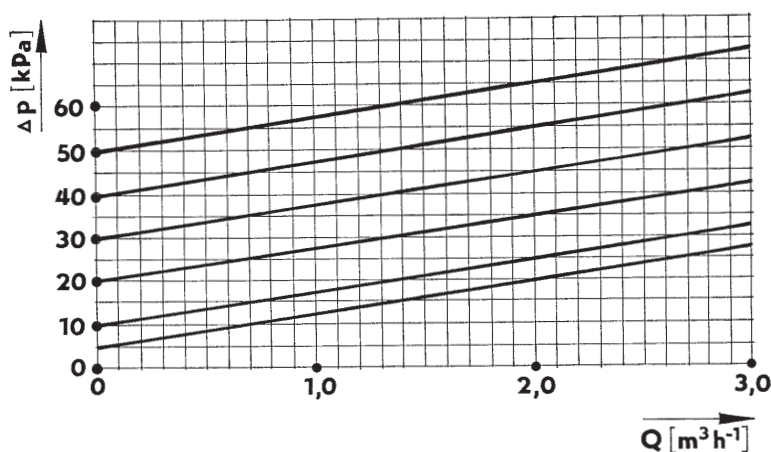
Přepouštění je frekventovaným způsobem ochrany proti nárůstu diferenčního tlaku, zejména z cenových důvodů. Z konstrukčního hlediska se v naprosté většině případů používají přepouštěcí ventily pružinové, které jsou levnější než přepouštěcí ventily na bázi upravených regulátorů diferenčního tlaku. Na obr. 5.4 je příklad začlenění přepouštěcího ventilu do soustavy, kde by měl být z čistě technického hlediska zapojen na konci větve z důvodu stále dostatečné teploty přívodu před regulačním ventilem. Přepouštěcí ventily jsou zapojovány paralelně s chráněným úsekem.



Obr. 5.4. Přepouštěcí ventil v soustavě

Funkce přepouštěcích ventilů je při uzavírání regulačních armatur založena na přepouštění přebytečného množství teplotné látky z přívodu do zpátečky a tím je udržován prakticky konstantní průtok soustavou včetně tlakových poměrů. Stálý diferenční tlak je tedy při použití přepouštěcích armatur udržován nepřímo pomocí stabilizace průtoku v jednotlivých větvích. Přepouštěcí ventily podporují z principu své funkce zvyšování teploty zpátečky a v přechodném období se tak může teplota zpátečky jen nepatrně lišit od teploty přívodu, což má přímý vliv na vlastní tepelné ztráty potrubní sítě.

Určitým problémem je dále návrh přepouštěcích ventilů, protože není přesně jisté, jaký podíl z celkového průtoku bude přepouštěn. Navíc, pokud navrhujeme přepouštění např. na patách stoupaček, bude pravděpodobně každá stoupačka (podle svého určení a polohy) vykazovat jiné přepouštěné množství. Proto volba procentního poměru přepouštěného množství ke jmenovitému záleží pouze na projektantovi a běžně se volí v rozmezí 30 - 100 % (podle určení konkrétní větve potrubní sítě nebo podle zkušeností projektanta). S tím úzce souvisí nastavení přepouštěcího tlaku, viz obr. 5.5.



Obr. 5.5. Obecný návrhový diagram přepouštěcího ventilu

Pokud požadujeme diferenční tlak ve větvi např. 20 kPa a přepouštěné množství je např. $2 m^3 \cdot h^{-1}$, je z návrhového diagramu zřejmé, že buď musíme nastavit otevírací přetlak na 5 kPa, abychom dodrželi diferenční tlak v okruhu 20 kPa při $2 m^3 \cdot h^{-1}$ nebo musíme akceptovat diferenční tlak 35 kPa při daném průtoku pro nastavený otevírací přetlak 20 kPa, což představuje odchylku

75 % od nastavené hodnoty. Tato skutečnost je dána tím, že přepouštěcí armatura má rovněž svou vlastní tlakovou ztrátu, která se promítá dále do tlakově chráněného úseku, a proto mají i návrhové diagramy přepouštěcích ventilů stoupající průběh se zvětšujícím se průtokem. Z předchozího odstavce vyplývá, že by se přepouštěcí ventily měly vyznačovat nízkou tlakovou ztrátou a tím co nejplošší charakteristikou.

V předchozím odstavci jsme počítali s tím, že přepouštěné množství $2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ je správnou hodnotou. Vzhledem ke zmíněnému rozptylu procentního přepouštěného podílu 30 - 100% se v praxi dostáváme ještě do větších odchylek, pokud nebyl ventil dimenzován na 100%-ní přepouštěné množství. Zde tedy obecně platí, že čím je menší přepouštěný procentní podíl z celkového průtočného množství daným úsekem, tím je vyšší riziko hydraulických problémů při nižším průtoku. Proto by měly být přepouštěcí ventily dimenzovány na co největší přepouštěné množství z celkového průtoku v daném úseku.

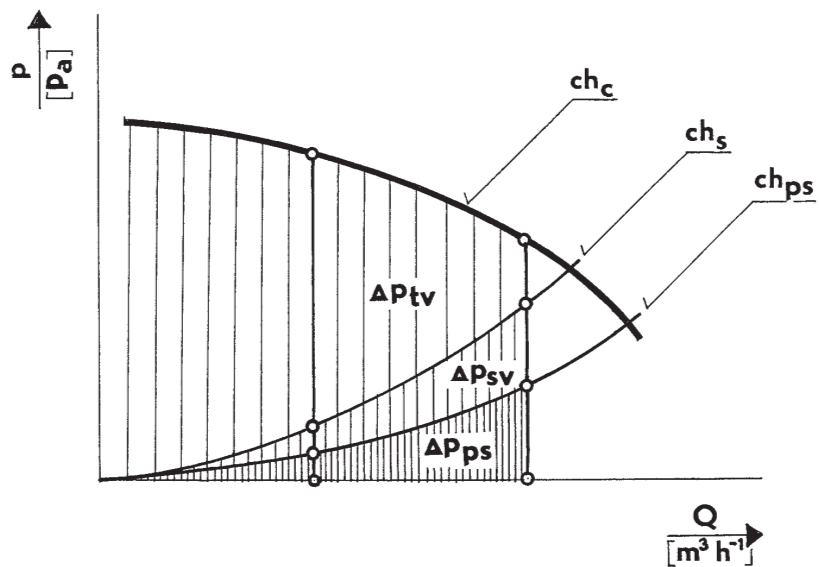
Z výše uvedených důvodů není ani vhodné navrhovat termostatické ventily na hranici jejich odolnosti proti hlukovým projevům (nezpracovávat výrobcem povolené maximální tlakové spády), aby zde zbyla určitá vůle pro pásmo proporcionality přepouštěcího ventilu. Toto platí obecně i pro regulátory diferenčního tlaku.

Přepouštěcí ventily se také někdy používají pro stabilizaci dopravní výšky čerpadla, kdy jsou umístěny v jeho obtoku (ponejvíce malá zařízení). Toto řešení má v zásadě nevýhody z hlediska tlakové odchylky popsané výše i z hlediska konstantního čerpaného množství, kde toto řešení nepřináší prakticky žádné úspory čerpací práce, ale za hlavní výhodu lze považovat skutečnost, že nepodporuje zvyšování teploty zpátečky.

5.4. Regulátory diferenčního tlaku

Další možností stabilizace diferenčního tlaku v soustavě je použití regulátorů diferenčního tlaku. Jsou založeny na principu omezování (škracení) přebytečného tlaku při částečném uzavření dvoucestných regulačních ventilů a tím přebírají jejich zvýšenou tlakovou ztrátu (s výhradami je lze obecně přirovnat k redukčním ventilům). Z podstaty své funkce tak podporují řádné vychlazení zpátečky a rovněž jejich použití v kombinaci s frekvenčně řízenými čerpadly přináší zásadní úspory čerpací práce (mění se průtočné množství soustavou). Obecně lze říci, že jsou dražší než pružinové přepouštěcí ventily, jednak díky složitější konstrukci (membrána, tlakově vyvážená kuželka, tlakové odběry apod.), dále pak musejí být na rozdíl od přepouštěcích ventilů navrhovány na celkový průtok (větší světlosti). Umisťují se buď na paty stoupaček (z technického hlediska lepší řešení) nebo na patu objektu (levnější řešení). Do soustavy se montují sériově s chráněným úsekem.

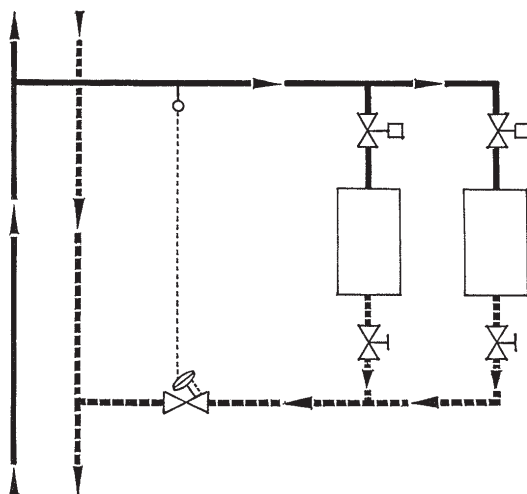
Znázorníme-li obr. 5.1 v poněkud jiné formě, viz obr. 5.6, vidíme názorně skladbu (podíly) tlakových ztrát na celkové tlakové ztrátě soustavy. Jednotlivé složky jsou označeny jako Δp_{ps} (tlaková ztráta potrubní sítě) a její charakteristika (ch_{ps}), Δp_{sv} (tlaková ztráta ručního stoupačkového ventilu) a jeho charakteristika (ch_s) a Δp_{tv} (tlaková ztráta termostatického ventilu, obecně dvoucestného regulačního ventilu). Hranicí je zde opět, jako v případě obr. 5.1, charakteristika čerpadla ch_c .



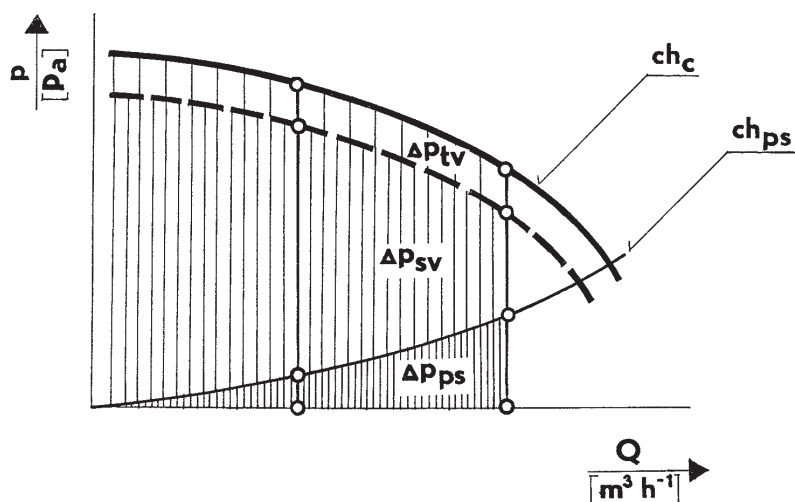
Obr. 5.6. Nárůst tlaku na termostatickém ventilu při zmenšování průtoku

Z obr. 5. 6 jsou podobně jako z obr. 5.1 názorně vidět odlišné (proměnné) dispoziční tlaky, které při změně (zmenšování) průtoku musí regulační ventil zpracovávat.

Pokud zařadíme do okruhu regulátor diferenčního tlaku dle obr.5.7, tlakově chráněný úsek se začne chovat v souladu s obr. 5.8.



Obr. 5.7. Regulátor diferenčního tlaku v soustavě

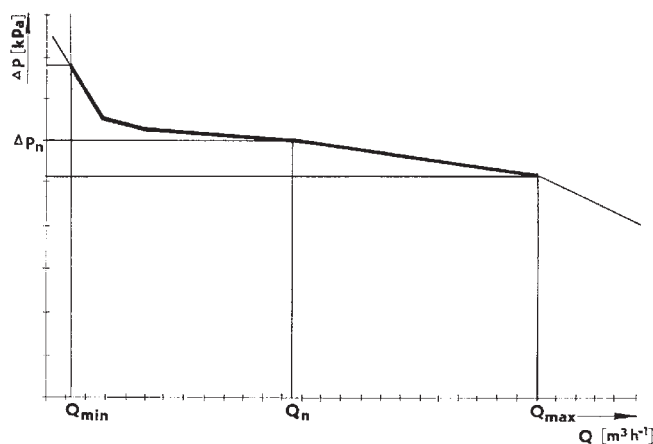


Obr. 5.8. Tlakové poměry v soustavě po instalaci regulátoru diferenčního tlaku

Na obr. 5.8 jsou jednotlivé složky opět označeny jako Δp_{ps} (tlaková ztráta potrubní sítě) a její charakteristika (ch_{ps}), Δp_{sv} (tlaková ztráta regulátoru diferenčního tlaku) a Δp_{tv} (tlaková ztráta dvoucestného regulačního ventilu, např. termostatického radiátorového ventilu). Z výše uvedeného obrázku je vidět, že regulátor diferenčního tlaku zde má funkci škrticího (redukčního) ventilu a zajišťuje tak stálé tlakové podmínky pro funkci regulačního ventilu nezávisle na průtoku.

Regulátory diferenčního tlaku se vyrábějí v mnoha provedeních, velké armatury mají oddělené tlakové odběry (lze jich většinou po úpravě užít i pro prepouštěcí funkci, eventuálně pro u nás poněkud nedoceněnou dynamickou stabilizaci průtoku ve spojení s měřicí clonou), v menších (do DN 50) mnoho výrobců uplatňuje jeden oddělený odběr (pro vyšší tlak) a druhý odběr (pro nižší tlak) je nedílnou součástí ventilu (obvykle je veden vyvrtaným kanálkem v kuželce armatury). Tyto regulátory diferenčního tlaku tak mají pevné danou polaritu tlaků, což zlevňuje celou armaturu oproti regulátorům s oddělenými tlakovými odběry, ale nelze je použít pro další funkce, které regulátory diferenčního tlaku obecně nabízejí. Rovněž při montáži se musejí přesně dodržet pokyny výrobce, což znamená montáž do zpátečky a dodržení směru průtoku. U regulátorů s oddělenými odběry je potom možná montáž do přívodního nebo zpátečního potrubí.

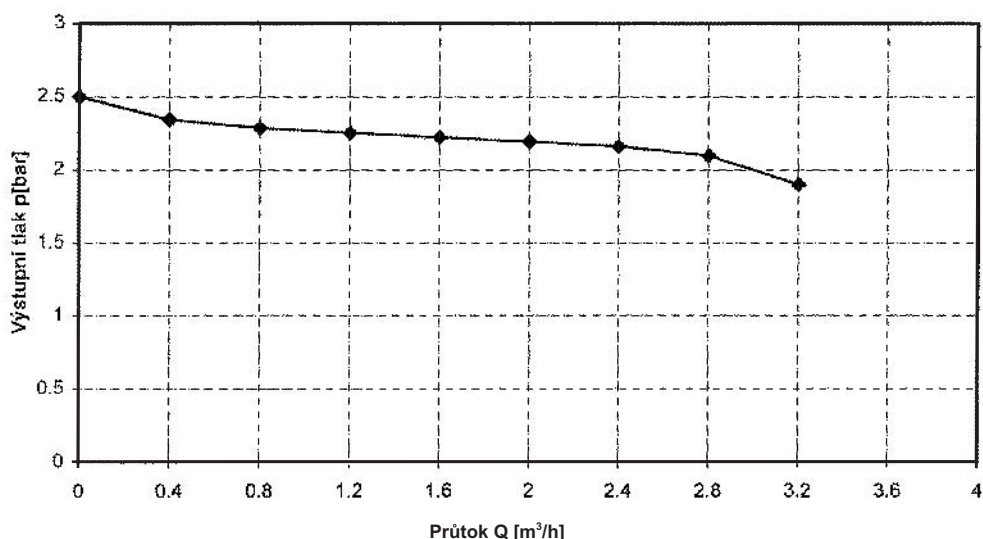
Regulátory diferenčního tlaku patří do skupiny přímočinných proporcionálních regulátorů a jako takové mají svoje charakteristiky a příslušné regulační odchylky, viz obr. 5.9.



Obr. 5.9. Obecná závislost udržovaného diferenčního tlaku na průtoku u regulátoru diferenčního tlaku

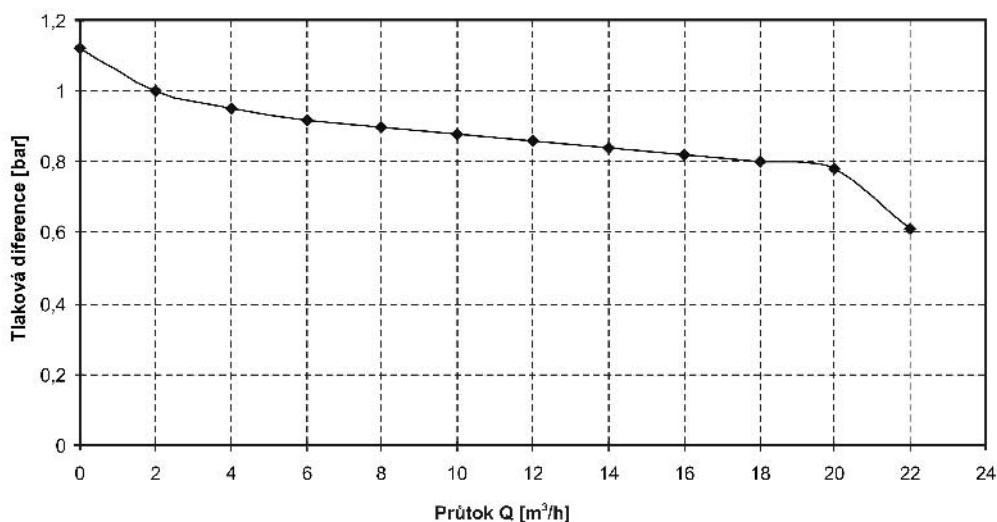
Z obrázku 5.9 je zřejmé, že při klesajícím průtoku regulátorem bude nastavený diferenční tlak stoupat a naopak. Z toho dále plyne, vzhledem k již zmiňovanému poklesu průtoku, že regulátor diferenčního tlaku by neměl být v žádném případě předdimenzován, protože je pak nucen často pracovat v oblasti (zvláště v kombinaci s poklesem průtoku), kde je jeho výstupní tlak příliš vysoký (až o 60 - 80 % více, než je nastavená hodnota) a nestabilní, protože téměř všechny regulátory diferenčního tlaku díky svému konstrukčnímu uspořádání nemohou pracovat při průtocích blízkých nule.

Na obr. 5.10 uvedena charakteristika redukčního ventilu RD 102 V DN 25, ze které vyplývá srovnání funkce redukčních ventilů a regulátorů diferenčního tlaku.



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

Z obr. 5.10 je patrné, že se tento redukční ventil vyznačuje plochou charakteristikou, velkým rozsahem průtoků, ale zejména je schopen pracovat i při nulovém průtoku, tj. neztrácí funkci při těchto extrémních stavech. Tato vlastnost odlišuje redukční ventily od regulátorů diferenčního tlaku obecně a na základě požadavku řádné funkce při nulovém průtoku jsou vyráběny i regulátory diferenčního tlaku LDM (řada RD 102, RD 103 a RD 122), viz příklad na obr. 5.11, kde je uvedena charakteristika regulátoru diferenčního tlaku RD 122 D DN 40.



Obr. 5.11. Charakteristika regulátoru diferenčního tlaku RD 122 D DN 40

Podobně jako na obr. 5.10, je i u ventilu dle obr. 5.11 zachována funkce při minimálních nebo nulových průtocích, tj. armatura neztrácí svou redukční funkci za žádných okolností, což podstatně zjednodušuje její návrh. Tímto krokem bylo umožněno projektování regulátorů diferenčního tlaku LDM pouze na základě Kv hodnoty bez jakýchkoli provozních omezení, stejně jako u všech regulačních ventilů.

5.5. Návrh regulátoru diferenčního tlaku

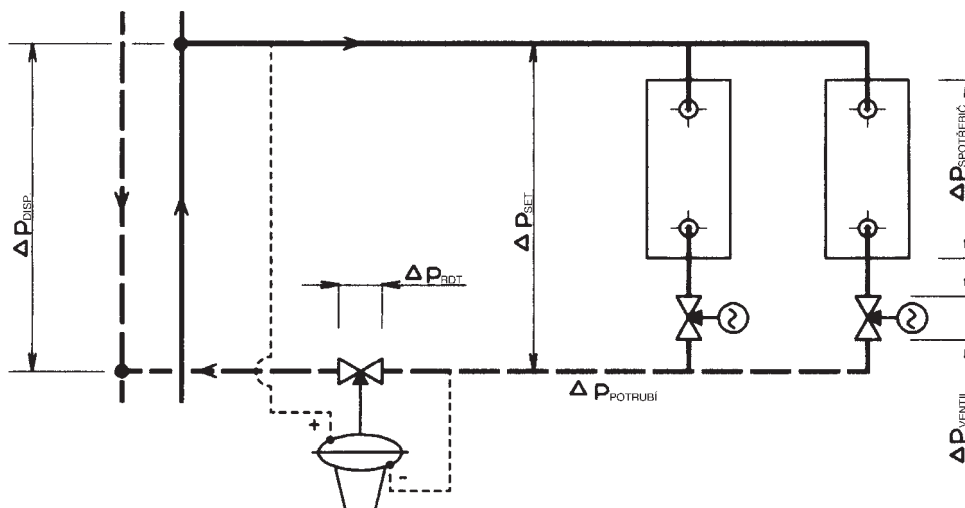
Předem ještě stojí za zmínku projektové podklady těchto armatur. Ještě v první polovině devadesátých let 20. století se navrhovaly podle pásma proporcionality různých světlostí regulátorů při daném průtoku. V podkladech byly vyznačeny oblasti použitelnosti každé světlosti pro určitý rozsah průtoků, které se překrývaly (pro určitý průtok bylo možno zvolit až 7 světlostí, resp. Kv hodnot !) a pro projektanta bez hlubšího teoretického zázemí byly nepřehledné a zaváděly k nesprávným výsledkům (předimenzování). Protože pásmo proporcionality regulátoru diferenčního tlaku udává v zásadě tlakovou odchylku od nastavené hodnoty, sváděla tato forma podkladů k volbě světlosti větší, u které byla udána menší tlaková odchylka pro daný průtok (menší pásmo proporcionality) a docházelo tak k předimenzování armatury. Regulátory diferenčního tlaku však nefungují až na výjimky jako skutečné redukční ventily, a proto velmi často tyto armatury pracovaly a pracují v oblasti nestabilního výstupního tlaku, což je dáno téměř u všech výrobců tím, že pod jistým minimálním průtokem (odlišným u každého výrobku) regulátor ztrácí svoji funkci a při průtocích blízkých nule dochází k vyrovnání tlaku před a za armaturou. Z tohoto důvodu se v některých podkladech objevovalo doporučení, aby ventil nepracoval např. pod 30 % návrhového průtoku.

Posledně uvedené doporučení však v praxi nebylo možno často splnit, zejména u stoupaček, u kterých kolísá průtok ve velkém rozsahu (v hromadné bytové výstavbě typicky stoupačky ložnic a kuchyní). Pro alespoň částečnou nápravu tohoto stavu a větší srozumitelnost začaly být projektové podklady udávány u každé světlosti třemi hodnotami průtoků dle obr. 5.9, které byly nalezeny tak, že regulátor diferenčního tlaku byl nastaven na jistou hodnotu diferenčního tlaku a poté byl snižován průtok do té míry, než bylo dosaženo odchylky +30 % od nastavené hodnoty. Tak byl nalezen průtok Q_{min} . Pro zjištění průtoku Q_{max} byl průtok zvyšován do té míry, dokud tlaková odchylka nedosáhla -15 %. Tyto hodnoty průtoků se potom objevují v projekčních podkladech jako rozsah použitelnosti regulátoru s tím, že projektant má navrhnout ventil mezi Q_{max} a Q_n . Tím je víceméně zaručeno u přiměřeně kvalitních armatur, že se ani při sníženém průtoku nedostane regulátor do oblasti vyšších tlakových odchylek, pokud však neklesne řádově na jednotky procent návrhového průtoku, protože tam regulátor ztrácí svoji funkci a diferenční tlak na regulačních armaturách roste teoreticky do nekonečna, prakticky do hodnoty dispozičního tlaku v daném místě. Všechny tyto snahy výrobců vedly k co možná největšímu zjednodušení projekčních podkladů při současné snaze omezit rizika nevhodného návrhu. Jinými slovy šlo o minimalizaci rizika, že regulátor bude za provozu pracovat s příliš malými průtoky pro danou světlost.

První způsob návrhu tedy spočívá v tom, že projektant umístí potřebný průtok mezi Q_{max} a Q_n u nejlépe odpovídající světlosti a tím je návrh v podstatě hotov. Určení hodnoty diferenčního tlaku se provede tak, že se sečtou tlakové ztráty všech prvků v chráněném úseku (viz druhý způsob návrhu). První způsob návrhu je tedy určen pro navrhování těchto regulátorů diferenčního tlaku, které nemají definovaný tlak při nulovém průtoku. Po provedeném návrhu by měla být vybraná Kv hodnota regulátoru diferenčního tlaku zohledněna v hydraulickém výpočtu sítě.

Druhý způsob návrhu vychází v podstatě z návrhu běžného dvoucestného regulačního ventilu a je vyhrazen těm armaturám, které mají definovanou hodnotu diferenčního tlaku při nulovém průtoku (chovají se jako redukční ventily). Tento způsob návrhu objasní nejlépe následující příklad:

Máme navrhnout regulátor diferenčního tlaku podle schématu zapojení na obr. 5.12 a k dispozici máme následující údaje: médium voda, 70 °C, statický tlak v místě připojení 800 kPa (8 bar), dispoziční tlak v místě připojení $\Delta p_{DISP}=110$ kPa (1,1 bar), tlakové ztráty $\Delta p_{POTRUBI}=10$ kPa (0,1 bar), $\Delta p_{SPOTREBIC}=20$ kPa (0,2 bar), $\Delta p_{VENTIL}=30$ kPa (0,3 bar), jmenovitý průtok $Q_{NOM}=12$ m³·h⁻¹.



Obr. 5.12. Příklad zapojení regulátoru diferenčního tlaku

Tlaková ztráta regulátoru diferenčního tlaku musí být $\Delta p_{RDT} = \Delta p_{DISP} - \Delta p_{SET}$, kde $\Delta p_{SET} = \Delta p_{VENTIL} + \Delta p_{SPOTŘEBÍČ} + \Delta p_{POTRUBÍ}$ a potom $\Delta p_{RDT} = 110 - (30 + 20 + 10) = 50 \text{ kPa (0,5 bar)}$. Kv hodnota je potom

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

Bezpečnostní přídavek na výrobní tolerance (pouze za předpokladu, že průtok Q nebyl předimenzován) spočteme jako

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

Ze sériově vyráběné řady Kv hodnot vybereme nejbližší vyšší hodnotu, tj. $Kvs=20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, které bude podle konkrétního výrobce odpovídat určitá světlost. Dále určíme požadovaný diferenční tlak regulátoru, který je dán součtem tlakových ztrát chráněného úseku $\Delta p_{SET} = \Delta p_{VENTIL} + \Delta p_{SPOTŘEBÍČ} + \Delta p_{POTRUBÍ} = 30 + 20 + 10 = 60 \text{ kPa (0,6 bar)}$.

Zde ještě stojí za zmínku, že u regulátorů diferenčního tlaku nebývají vždy Kv hodnoty vyráběny v řadách jako je tomu u běžných regulačních ventilů (netypické zdvihy oproti motorickým regulačním armaturám), a proto je vhodné se seznámit před výpočtem Kv s konkrétními údaji regulátorů diferenčního tlaku daného výrobce.

Zamyslíme-li se nad předchozími odstavci, vyplývá z nich několik důležitých zásad pro obecný návrh regulátorů diferenčního tlaku:

- 1) Regulátor by neměl být předimenzován nebo navržen "od oka". Toto doporučení není bezpodmínečně nutné dodržet u regulátorů diferenčního tlaku LDM (řady RD 102, RD 103 a RD 122), protože zde není nebezpečí ztráty funkce armatury při minimálních průtocích, nicméně alespoň z ekonomických důvodů a dále z hlediska kvality regulace by měl být tento bod respektován
- 2) Pokud je regulátor určen pro stabilizaci diferenčního tlaku na termostatických ventilech, neměl by být tento tlak příliš vysoký (8 - 10 kPa je hodnotou v naprosté většině případů dostatečnou)
- 3) Regulátor by měl být umístěn co nejbližší k chráněnému spotřebiči (spotřebičům)
- 4) Regulátor by měl mít plynule nastavitelnou hodnotu diferenčního tlaku

Zde je velmi aktuální bod 3), protože regulátory diferenčního tlaku se chovají, tak jako prepouštěcí ventily, v zásadě podobně jako frekvenčně řízená čerpadla. Umístíme-li tedy regulátor na patu objektu, který bude mít vyšší tlakovou ztrátu vnitřní potrubní sítě, např. nesymetricky napojené dlouhé objekty nebo objekty se souprůdným zapojením stoupaček (Tichelmannův rozvod), budeme ho muset nastavit i na překonání tlakové ztráty potrubní sítě, což může přinést principiálně stejné problémy při sníženém průtoku jako u frekvenčně řízených čerpadel. Z teoretického hlediska by tedy měly být umístěny přímo na každém otopném tělese (na každém spotřebiči), ale vzhledem k nedostatku takové součástkové základny v rozumných ekonomických mezích se v praxi umísťují na paty stoupaček, které představují od spotřebiče nejbližší další uzlový bod.

Dále je výhodou dle bodu 4) možnost plynulého nastavování diferenčního tlaku. Pokud budeme mít k dispozici pouze regulátor s pevně nastavenou hodnotou a při nižším průtoku bude již jeho odchylka taková, že soustava začne být hlučná, nemáme již téměř žádné možnosti jak zmíněný hluk odstranit. Předimenzujeme-li navíc takový regulátor (dojde k současnému spojení několika nepříznivých faktorů), dostaneme se s velkou pravděpodobností do téměř neřešitelné situace. Proto je z technického hlediska výhodou použití plynule nastavitelných regulátorů, kde máme ještě možnost snížení diferenčního tlaku, případně přesné přizpůsobení konkrétní soustavě. Můžeme tak přizpůsobit regulátor soustavě a ne naopak, což často umožní soustavu z tlakového hlediska "posadit" níže.

5.6. Porovnání regulace diferenčního tlaku a prepouštění

Před vlastním porovnáním obou způsobů stabilizace diferenčního tlaku je třeba si uvědomit princip funkce obou popsaných způsobů. Stabilizaci diferenčního tlaku prepouštěním můžeme označit za nepřímou, protože je dosahována prostřednictvím stabilizace průtoku. Proto můžeme považovat soustavy s prepouštěním za statické, protože se v nich prakticky nemění na rozdíl od soustav s regulátory diferenčního tlaku průtok. Hlavní vlastnosti těchto způsobů pak vyplývají z principů jejich funkce.

Prepouštění je levnou variantou zejména proto, že použité armatury jsou většinou velmi jednoduché konstrukce a menších světlostí, než by tomu bylo u stejného zařízení s regulátory diferenčního tlaku. Regulace diferenčního tlaku je většinou podstatně dražší hlavně díky složitější konstrukci těchto armatur a dále pak i díky větším světlostem, protože musejí být navrhovány na 100 %-ní průtok.

U soustav vybavených prepouštěcími armaturami je nutno počítat kromě téměř konstantního průtoku s poměrně vysokou teplotou zpátečky, která se v přechodném období velmi blíží teplotě přívodu, což s sebou přináší vyšší tepelné ztráty rozvodů. Na druhé straně je toto řešení často přijatelné u blokových kotlen s kotli na tuhá a většinou i plynná paliva (stálý průtok, vysoká teplota zpátečky). Osazení frekvenčně řízených čerpadel na takto vybavených soustavách má smysl pouze pro přesné přizpůsobení čerpadla soustavě, ale díky prakticky konstantnímu čerpanému množství nepřináší žádné další provozní úspory. Z výše uvedených důvodů teplotenské společnosti zakazují používání prepouštěcích armatur na vnější síti a pokud zde existují výjimky, jedná se většinou o zmíněné blokové kotelny. Prepouštění je dále nevhodné pro teplovodní, horkovodní a zejména parní výměňkové stanice, kde bývá nízká výstupní teplota kondenzátu striktní podmínkou dodavatele tepla.

Soustavy s regulátory diferenčního tlaku se vyznačují v porovnání s prepouštěním vyššími pořizovacími náklady, danými cenou těchto součástek. Na druhé straně lze využít všech provozních výhod, tj. variabilní průtočné množství soustavou a řádné vychlazení zpátečky.

6. KUŽELKY REGULAČNÍCH ARMATUR

Vlastnosti a oblast použití každé regulační armatury jsou určeny mnoha různými vlivy. Jsou dány základní koncepcí designu, dimenzováním hlavních dílů, použitými materiály, filosofií ovládání, konstrukcí ucpávky apod. Regulační vlastnosti jsou dány především provedením škrticího systému, což určuje základní předpoklady pro zvládnutí problémů spojených s řízením průtoku média armaturou. Škrticí systém je proto srdcem každé regulační armatury.

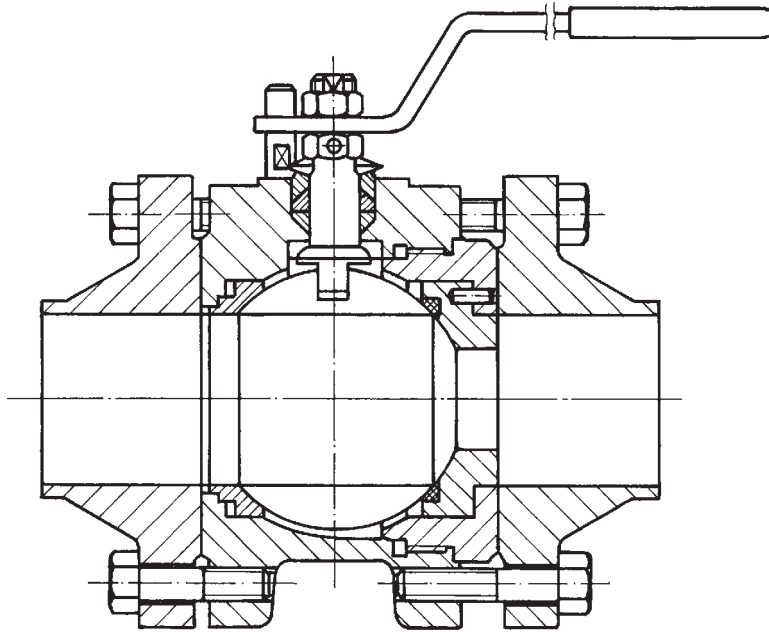
6.1. Vlastnosti základních typů regulačních armatur

6.1.1. Kohouty

Kohouty se podle provedení uzavíracího systému dělí na válcové, kuželové a kulové. Pro regulaci se používají především kulové a válcové kohouty. Těleso je v obou případech přímého tvaru, a v případě plného otevření u nejjednoduššího provedení nestojí protékajícímu médiu nic v cestě. Z hlediska ztrátového nebo průtokového součinitele je kohout s neredukovaným průřezem prakticky rovnocenný s přímým kusem potrubí. To je vlastnost z provozního hlediska vynikající u uzavíracího orgánu, ale pokud vyžadujeme u regulační armatury určitou autoritu (tj. vlastní tlakovou ztrátu v poměru k dispozičnímu tlaku v daném místě) z důvodu malé deformace průtočné charakteristiky, není takové řešení vhodné. Z tohoto důvodu se u kohoutů používají redukce průřezu regulačního orgánu. Jsou provedeny buď ve vlastní otočné kouli, válci nebo v sedle. Tvar provedení výřezu nebo děrované partie určuje potom průtočnou charakteristiku. Z principu funkce se tedy kohouty hodí především pro regulaci větších průtoků při nízkých tlakových spádech. Poměrně výrazné postavení mají ve světlostech nad DN 200. Naproti tomu se jednoduché konstrukce příliš neuplatňují u menších světlostí, a to především při vyšších tlakových spádech. Kohouty nemají ani příliš dobré předpoklady pro potlačení škrcením vznikajícího hluku. Pokud se potom při škrcení kapalin dostaneme do oblasti kavitace, velmi pravděpodobně lze očekávat problémy s životností sedla a tím i s těsností.

Uzavírací systém je ve většině případů dotěšňován tlakem média. U teplot do zhruba 130 °C až 150 °C se používají elastická pryžová těsnění (EPDM, viton). Při teplotách do zhruba 200 °C až 260 °C mají dominantní postavení různé modifikace teflonu. Nad tyto teploty se téměř výlučně používají těsnění kov - kov. Při uzavírání i otevírání jsou těsněné plochy v neustálém kontaktu, čímž vznikají provozní problémy u abrazivních médií.

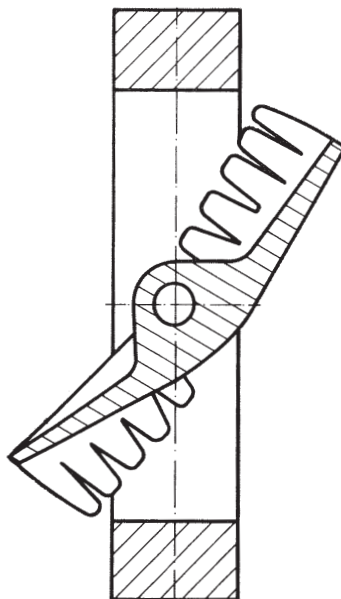
Těsnost v zavřeném stavu je dána použitým těsnicím materiálem. Ten také výrazně ovlivňuje ovládací sílu, která je úměrná součiniteli tření a tlakovému spádu a může být výrazným limitujícím faktorem i přesto, že na první pohled má kohout tlakově nezávislou konstrukci.



Obr. 6.1. Příklad konstrukce regulačního kulového kohoutu - SVA 4.97

6.1.2. Klapky

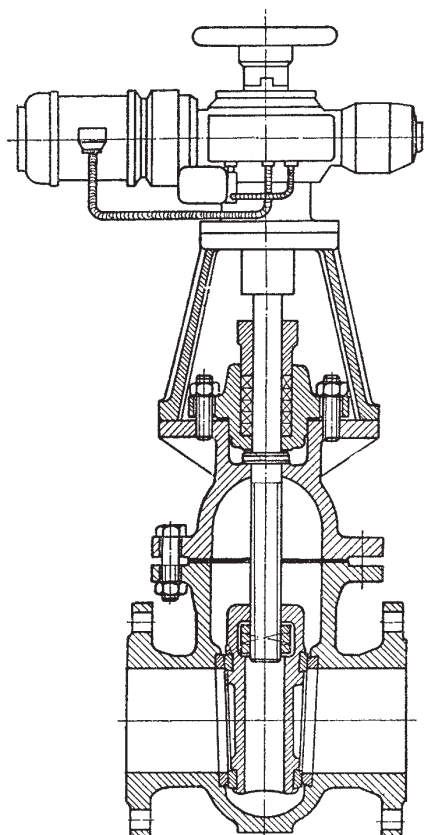
Klapky se principem funkce blíží kohoutům. Stejný je i rotační způsob ovládní. Rozdíl je jen v tom, že u kohoutů se vlastně otáčí část potrubí, zatímco u klapek se otáčí uzavírací orgán uvnitř potrubí. Větší problémy proti kohoutům jsou s tvarováním regulační partie, kdy se oproti "přirozené" regulační S - křivce daří vytvářet pouze určité modifikované lineární charakteristiky. Oproti kohoutům mají výrazně menší ovládací síly. Oblast použití jako regulační armatury i základní vlastnosti jsou však podobné jako u kohoutů. Společné pro obě tyto skupiny armatur (s výjimkou speciálních konstrukcí) je praktická nemožnost úpravy regulačních vlastností v již namontovaném stavu (změna K_{vs} , průtočné charakteristiky). Tento zásah vyžaduje demontáž armatury z potrubí a následnou úpravu armatury u výrobce, pokud je vůbec možná.



Obr. 6.2. Příklad konstrukce regulační klapky

6.1.3. Šoupátka

Posuvným pohybem regulačního orgánu se šoupátka podobají ventilům. Posuvným pohybem těsnicích ploch navzájem i průtočným průřezem a přímým tvarem kanálu se při plném otevření blíží kulovým kohoutům. Pro vytvoření regulační charakteristiky se používají různě tvarované výřezy ve spodní hraně uzavíracího klínu nebo výřezy v desce. Oblast použití je stejná jako u regulačních kulových kohoutů - především pro velké světlosti a nízké tlakové spády.



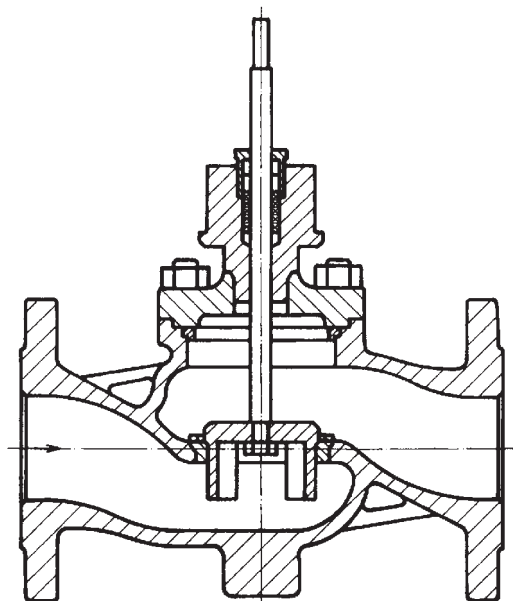
Obr. 6.3. Příklad konstrukce šoupátka

6.1.4. Ventily

Nejvíce konstrukčních předností pro splnění nároků vznikajících při řízení průtoku média poskytuje regulační ventil, který je také nejčastěji vyráběnou a používanou regulační armaturou. Hlavními přednostmi jsou zejména variabilita provedení vlastního regulačního systému kuželka - sedlo pro jednotlivé aplikace (mikroprůtoky, speciální průtočné charakteristiky, vícenásobné systémy pro zvládnutí vysokých tlakových spádů, návary tvrdokovu pro ochranu před účinky abrazivních médií nebo kavitace, měkká těsnění pro dosažení nejvyšší těsnosti) a vhodný tvar vlastního tělesa ventilu pro ochranu před účinky proudícího média a možnost eliminace vzniku hluku za ventilem.

Pro potřeby ovládnutí ventilu, kdy je osa táhla kolmá k ose potrubí, je těleso dvoucestného přímého ventilu esovitě prohnuto. Sedlem a kuželkou je těleso ventilu rozděleno na dva prostory - vstupní a výstupní, což je do značné míry zachováno i v průběhu regulace. Médium je během proudění ventilem nuceno několikrát měnit směr, což není ideální z hlediska dosažení co nejvyššího průtoku, avšak takové uspořádání poskytuje široké možnosti pro vestavbu složitějších škrticích systémů určených pro náročnější aplikace.

Vlastnosti uzávěru jsou dány vzájemným pohybem těsnicích ploch kuželky a sedla proti sobě. Vyznačují se poměrně vysokou odolností proti nečistotám v médiu (dle použitého materiálu a konstrukce) a poměrně přesně definovanou ovládací silou. Ta je kromě konstrukcí s tlakově vyváženou kuželkou výrazně závislá na zpracovávaném tlakovém spádu.



Obr. 6.4. Příklad konstrukce ventilu

6.2. Kuželky regulačních ventilů

Regulační ventily používají několik základních typů konstrukce škrticího systému, přičemž každý z nich má své přednosti i nevýhody, které se v následující odstavcích pokusím shrnout.

6.2.1. Tvarovaná kuželka

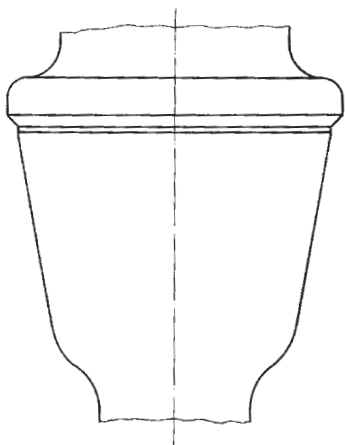
Tvarovaná kuželka, někdy též zvaná parabolická, je základním typem regulační kuželky. Průtočný průřez je tvořen mezikružím mezi proměnným průměrem rotačně symetrické kuželky a sedlem ventilu. Kuželka není v sedle vedena, a proto se nejčastěji používá v kombinaci s dvojitým vedením nad a pod kuželkou. U konstrukcí nejjednodušších ventilů s pouze jedním letným vedením se velice často vyskytují vibrace kuželky za provozu a následkem toho křehké únavové lomy materiálu.

6.2.1.1. Průtočný součinitel

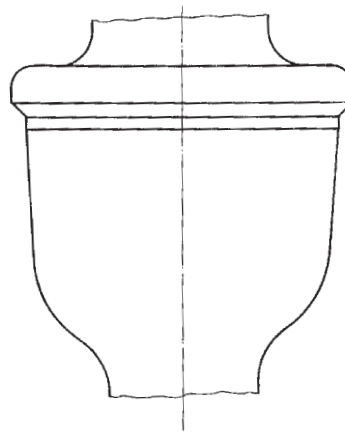
Pro proudění mezi sedlem a tvarovanou kuželkou jsou velice příznivé předpoklady. Průřez a rychlost média se mění pozvolna, je zachován jednolitý homogenní proud tekutiny a zaoblené vstupní hrany. Proto se tato kuželka vyznačuje nízkými ztrátami a zároveň vysokým průtokovým součinitelem. S výhodou se používá v nejširším rozsahu Kv součinitelů. Pro největší průtoky se používá průměr sedla totožný se světlostí ventilu, pro menší průtoky se používají redukované průměry sedla a kuželky. Výhodou je současná redukce těsnicích ploch a s tím souvisejících možných netěsností při zavření.

6.2.1.2. Průtočná charakteristika

Tvarovaná kuželka je velice dobře vyrobiteľná. Velice dobře se proto navrhuje a vyrábějí i složité charakteristiky (rovnoprocentní, parabolická, zvláštní). Vzhledem k nízkým hydrodynamickým odporům je u této kuželky nejsnadnější realizace rovnoprocentní charakteristiky s vysokým K_v . Je to též jediné praktické řešení tvorby rovnoprocentní charakteristiky pro $K_v < 4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



Obr. 6.5. Tvarovaná kuželka s lineární charakteristikou



Obr. 6.6. Tvarovaná kuželka s rovnoprocentní charakteristikou

6.2.1.3. Vysoké tlakové spády

Škrčení průtoku média se děje přímo v prostoru mezi tvořící křivkou kuželky a sedlem. Tato křivka i sedlo je neustále v kontaktu s médiem, které díky příznivému tvaru a vysokému tlakovému spádu proudí vysokou rychlostí. Poměrně malá změna průměru kuželky způsobí výrazné změny K_v i průtočné charakteristiky. Proto bývá tento typ kuželky nejméně odolný proti opotřebení.

Je zajímavé, že správně konstruovaná tvarovaná kuželka je velice odolná proti vzniku kavitace. To je dáno velice malým nejmenším rozměrem škrťacího prostoru, který je pro vznik kavitace velice významný. Součinitel D se zde pohybuje v rozmezí od 0,4 do 0,8, viz kap. 6.3.2., a je závislý na zdvihu. Podstatnou podmínkou je zde směr proudění. Vstup média musí být přiveden "pod kuželku", tedy tak, aby kuželka zavírala proti směru proudění média. Při proudění média opačným směrem, tedy ve směru zavírání kuželky, se součinitel D pohybuje mezi 0,2 až 0,4.

Odolnost proti vzniku kavitace ale nesmí být zaměňována s odolností proti účinkům kavitace, která je u zde z výše uvedených důvodů naopak nejnižší.

6.2.1.4. Hlučnost

Tvarovaná kuželka má díky homogennímu neroztříštěnému proudění média poměrně dobré vlastnosti z hlediska vzniku hluku. Horší situace nastává, pokud jsou překročeny určité kritické parametry. Potom tento jednoduchý škrťací systém nedává příliš šanci zdroj hluku lokalizovat a utlumit. Proto vykazuje velice příznivé vlastnosti při malých rychlostech média a při nízkých tlakových spádech, kde se jako výhoda jeví malý hydraulický průměr škrťacího průřezu a vysoká odolnost proti vzniku kavitace. Nevýhodou pak je, že se mohou u špatně provedené konstrukce projevit vibrace kuželky.

6.2.2. Kuželka s výřezy

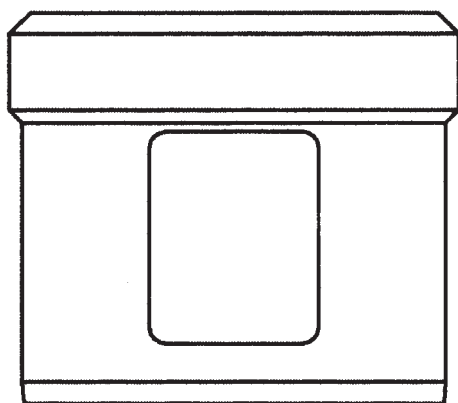
Kuželka s výřezy, též známá jako V - port, je druhým nejpoužívanějším typem kuželky pro regulační ventily. Je tvořena dutým válcem, v jehož stěně jsou provedeny tři nebo více výřezů. Velikost škrticího průřezu je řízena odkrýváním plochy regulačních výřezů horní hranou sedla. Kuželka je v celém průběhu regulačního zdvihu vedena v sedle, a proto nepotřebuje dodatečné spodní vedení.

6.2.2.1. Průtočný součinitel

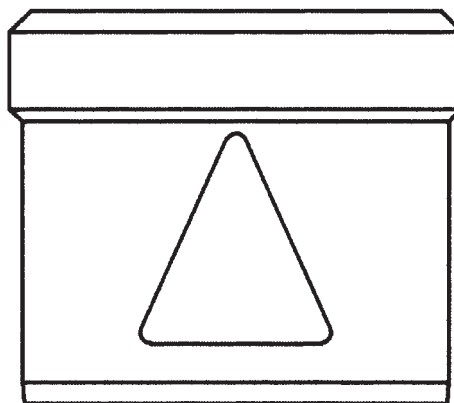
Poměry při proudění média kuželkou s výřezy nejsou již tak příznivé jako u tvarované kuželky. Regulace se děje skokem v závislosti na zdvihu a jednolitý proud média je rozdělen do několika proudů v závislosti na počtu výřezů. Na vstupu i výstupu z nejužšího místa jsou ostré hrany. Proto je u této kuželky potřeba pro dosažení stejného průtokového součinitele většího průtočného průřezu než u tvarované kuželky a tím je rozsah použití této kuželky poněkud zmenšen o oblast maximálních průtoků. Podobně technicky problematická je standardní výroba malých K_v hodnot (pod $4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

6.2.2.2. Průtočná charakteristika

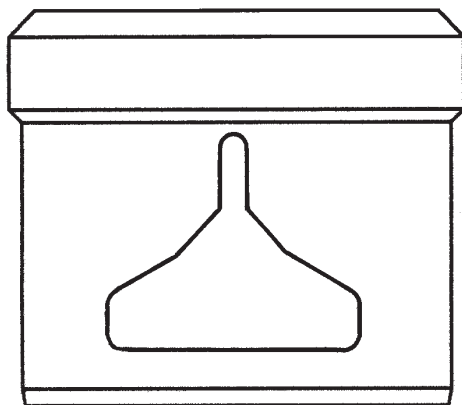
Kuželka s výřezy je velice efektivně vyrobitelná za pomoci moderních technologií, jako je přesné lití, obrábění výřezů laserem nebo vodním paprskem. Není zde problémem vytvoření dokonale korigovaných průtočných charakteristik s omezeními uvedenými v předchozím odstavci. Nejobtížnější je realizace poslední strmé části rovnoprocentní křivky, neboť není k dispozici celý obvod sedla ani příznivé průtokové poměry. Z těchto důvodů se u této kuželky pro maximální hodnoty K_v často používají modifikované charakteristiky. Výhodou je rovněž velká odolnost regulační křivky proti změnám v důsledku abraze médiem.



Obr. 6.7. Kuželka s výřezy s lineární charakteristikou



Obr. 6.8. Kuželka s výřezy s rovnoprocentní charakteristikou



Obr.6.9. Kuželka s výřezy s modifikovanou rovnoprocentní charakteristikou

6.2.2.3. Vysoké tlakové spády

Regulační partie kuželky je poměrně velice dobře odolná proti opotřebení. Horší již je to se sedlem, které podobně jako u tvarované kuželky tvoří hranici regulační plochy. Příznivým faktorem je poněkud nižší rychlost v průřezu, nevýhodou naopak nerovnoměrné zatížení sedla průtokem média díky tvarování výřezů.

Tato kuželka není příliš odolná proti vzniku kavitace. Součinitel D se zde pohybuje v rozmezí od 0,15 do 0,5 a je prakticky nezávislý na zdvihu. Tento součinitel není ani rozdílný při různém směru proudění. Obvykle se používá vstup média "pod kuželku".

Nicméně je kuželka s výřezy je poměrně odolná proti účinkům kavitace, proto se připouští prakticky stejné tlakové poměry jako u ventilů s tvarovanou kuželkou.

6.2.2.4. Hlučnost

Kuželka s výřezy má prakticky stejné vlastnosti z hlediska vzniku hluku jako tvarovaná kuželka. Je nepatrně tišší při velkých rychlostech a při vysokých tlakových spádech. Je také odolnější vůči vibracím. Ovšem pokud problémy s hlukem nastanou, nedává tento typ příliš prostoru pro nápravu.

6.2.3. Děrovaná kuželka

Děrovaná kuželka je v regulačních ventilech používána spíše ve speciálních případech. Je tvořena dutým válcem, v jehož stěně jsou vyvrtána soustava děr jednoho nebo více průměrů. Velikost škrtícího průřezu je řízena odkrýváním pole těchto děr horní hranou sedla. Kuželka je v celém průběhu regulačního zdvihu vedena v sedle stejně jako u válcové kuželky, a proto ani toto provedení nepotřebuje dodatečné spodní vedení. Průtok média kuželkou je ve směru zavírání ventilu, tedy "nad kuželku" a z tohoto důvodu je třeba jisté opatrnosti při ovládání ventilů s jednoduchou děrovanou kuželkou pneupohonu. Při uzavírání průtoku dochází ke zvýšení tlakového spádu a díky velice malé tuhosti soustavy kuželka - pneupohon může dojít k doražení ("přicucnutí") kuželky do sedla a následnému hydraulickému rázu. Proto se v těchto případech doporučuje rezerva ovládací síly ve výši minimálně 50% až 70% síly potřebné k ovládání tohoto ventilu pomocí např. elektrického pohonu.

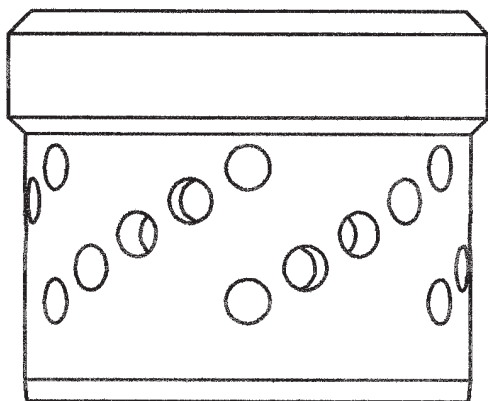
6.2.3.1. Průtočný součinitel

Průtočná plocha tohoto typu kuželky je tvořena polem děr. Jednotlivý proud média je roztržštěn do

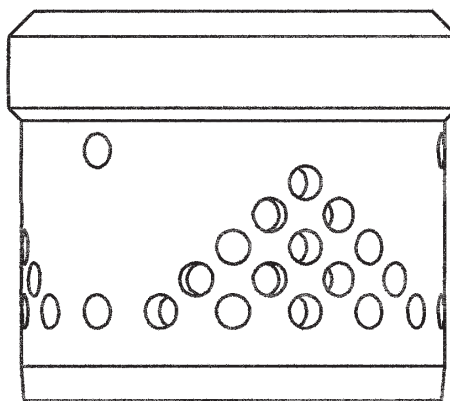
mnoha lokálních proudů. Vstup i výstup z nejužšího průřezu je náhlý s ostrými hranami. Pro dosažení stejného K_v je potřeba prakticky stejné průtočné plochy jako u kuželky s výřezy. Využití plochy pláště kuželky je zde ještě nižší, a proto je zde ještě větší omezení u velkých K_v součinitelů u konkrétní světlosti. Obdobně problematická je i výroba malých K_v hodnot.

6.2.3.2. Průtočná charakteristika

Děrovaná kuželka je principiálně odlišná od předchozích obou typů. Průtočná plocha není jednodílná a nemá jednu hranici, ale je dána sčítáním průřezů jednotlivých děr. Proto zde není možné dosáhnout takové hladkosti křivky a je zde patrné určité zvlnění průtočné charakteristiky v řádu překrytí průměrů jednotlivých děr. Díky malému využití dostupné válcové plochy je technicky složité vytvoření průtočné charakteristiky s relativně velkým K_v o velké strmosti (rovnoprocentní charakteristika). Právě tak problematická je výroba malých K_v součinitelů při požadavku zachování normou definovaných odchylek sklonu charakteristiky. Proto je praktické využití spíše zaměřeno na speciální kuželky pro zvládání větších tlakových spádů, kde nejsou potřebné extrémní (ani velké ani malé) hodnoty K_v .



Obr. 6.10. Děrovaná kuželka s lineární charakteristikou



Obr. 6.11. Děrovaná kuželka s rovnoprocentní charakteristikou

6.2.3.3. Vysoké tlakové spády

Děrovaná kuželka je ideální pro zvládání vysokých tlakových spádů. Na jednotku průtočné plochy zde připadá největší délka hranice, která je tímto relativně méně namáhaná. Navíc může být sedlo odcloněno ze směru proudění a nemusí být zatíženo ani odkrýváním průřezu kuželky. Důležitý je směr proudění média dovnitř kuželky ("nad kuželku"), kde se střetávají jednotlivé dílčí proudy a maří se tam značná část kinetické energie, která by jinak narušovala části regulačního systému nebo tělesa.

Kuželka je průměrně odolná proti vzniku kavitace. Hodnota D se pohybuje mezi 0,5 až 0,7 a je nezávislá na zdvihu. Kuželka má však nejvyšší odolnost proti jejím účinkům, neboť neškodlivější část kavitacího procesu - zánik kavit spojený s místním hydraulickým rázem - se odehrává převážně v poměrně izolovaném prostoru dutiny kuželky daleko od částí, jejichž poškození by mohlo způsobit změnu regulačních nebo těsnicích vlastností ventilu.

6.2.3.4. Hlučnost

Děrovaná kuželka má velice dobré akustické vlastnosti při regulaci průtoku kapalin. Dochází v ní totiž k rozbití jednodílného proudu média na jednotlivé dílčí proudy, které se vzájemně střetávají v

uzavřeném prostoru vnitřku kuželky, ale i zde ovšem nejvíce záleží na konkrétním provedení škrticího systému. Při proudění stlačitelných médií jsou zde opět dobré předpoklady pro zvládnutí problémů s hlukem, ale to v žádném případě neznamená, že použitím děrované kuželky se problém okamžitě odstraní. Spíše je zde dobrá možnost kontroly expanze plynů a páry použitím buď vícestupňového škrticího systému, nebo clon na výstupu. Tím dochází k lokalizaci zdroje hluku a tlumí se zde akustické kmity média, které jsou nesené pracovní látkou do dalších částí potrubního systému.

6.2.4. Klecová kuželka

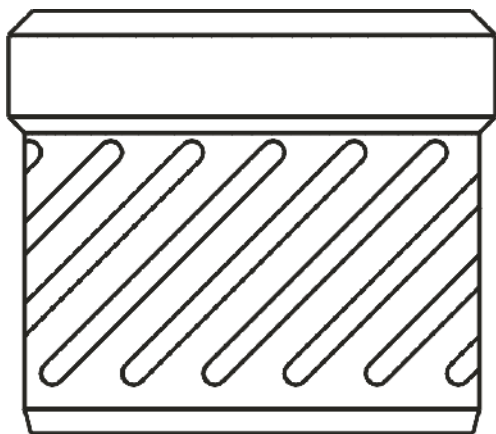
Klecová kuželka je v podstatě kombinací principů kuželky s výřezy (V-port) a děrované kuželky. Je tvořena soustavou malých výřezů ve válcové kuželce a podobně jako kuželka s výřezy nebo děrovaná kuželka nepotřebuje spodní vedení. Její použití je inspirováno technologiemi vysokotlakých regulačních ventilů při minimalizaci hluku. Obvykle se používá vstup média "pod kuželku".

6.2.4.1. Průtočný součinitel

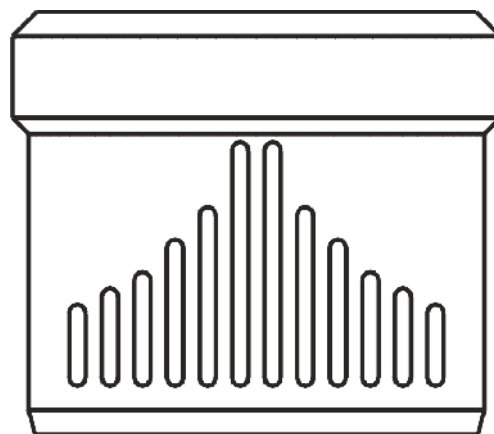
Poměry při proudění jsou obdobné jako u kuželky s výřezy, kdy proud média je rozdělen do mnoha proudů v závislosti na počtu výřezů. Rozsah průtoků je zmenšen o oblast maximálních Kvs z důvodu potřeby určité šířky materiálu mezi jednotlivými výřezy. Podobným problémem je i standardní výroba malých Kv hodnot.

6.2.4.2. Průtočná charakteristika

Tento typ kuželky je velmi efektivně vyrobitelný např. přesným litím, obráběním laserem nebo vodním paprskem. Klasický způsob obrábění je v tomto případě, zvláště u menších světlostí, prakticky nepoužitelný. Podobně jako u kuželky s výřezy není problém vytvoření dokonale korigovaných průtočných charakteristik.



Obr. 6.12. Klecová kuželka s lineární charakteristikou



Obr. 6.13. Klecová kuželka s charakteristikou LDM Spline®

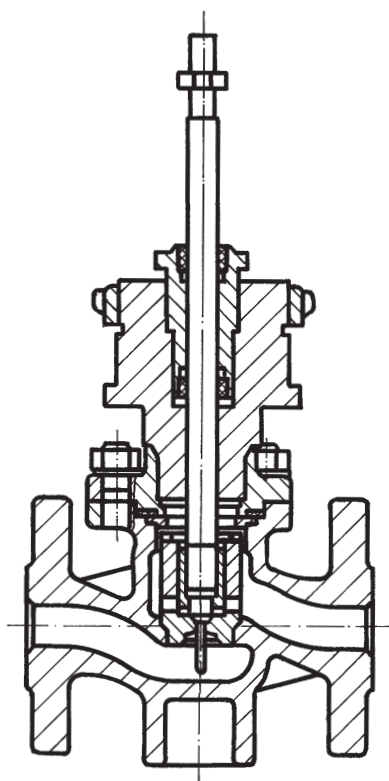
6.2.4.3. Hlučnost

Klecová kuželka má vynikající vlastnosti z hlediska útlumu hluku. Rozdělení proudu do mnoha dílčích dávků dává nejlepší předpoklady pro účinné tlumení hluku při regulaci průtoku zejména u kapalin. Útlum hluku oproti kuželce s výřezy za jinak stejných podmínek dosahuje až 6 dB(A), a proto je určena k použití v aplikacích, které jsou náročné z hlediska zvládnutí hluku.

6.3. Náročné aplikace

6.3.1. Mikroprůtoky

Při požadavcích na regulaci průtoků média, které odpovídají Kv součinitelům $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a menším (typicky např. regulace parních výměníků tepla na kondenzátní straně), má nezastupitelné místo tvarovaná kuželka. U nejmenších průtoků se používají speciální mikroventily. To jsou ventily, které mají v oblasti sedla namontován speciální autonomní škrťací systém na bázi jehlové kuželky. Hranice praktické vyrobitelnosti končí zhruba u $K_{vs} 0,001$, ale v této oblasti však již není prakticky možné očekávat regulační poměr větší než 25 až 30. Dále je při navrhování mikroventilů nutno brát v úvahu vliv laminarizace proudění, které se vyskytuje téměř vždy v začátcích zdvihu u K_{vs} součinitelů menších než 0,1. Dalším problémem je dlouhodobá stabilita Kv i průtočné charakteristiky vzhledem k velikosti regulačního průřezu.



Obr. 6.14. Mikroventil RV 210 firmy LDM

6.3.2. Kavítace

6.3.2.1. Vznik kavítace

Kavítace u ventilů vzniká, pokud se statický tlak média dostane během průtoku ventilem pod hodnotu parciálního tlaku sytých par média. Bývá to pravidelně v oblasti nejužšího průřezu, kde má proudění nejvyšší rychlost.

U ventilů bývá udáván faktor D , který určuje odolnost ventilu proti vzniku kavítace. Je definován jako

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

kde p_1 , p_2 jsou hodnoty statického tlaku na vstupu/výstupu ventilu a p_{\min} je nejmenší statický tlak uvnitř ventilu.

Hodnota D se může pohybovat od 0 do 1, přičemž vyšší číslo znamená vyšší odolnost proti vzniku kavitace, nebo jinak řečeno, že se tlak p_2 se může více přiblížit tlaku nasycených par p_{sp} :

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

Experimentálně byly změřeny tyto hodnoty:

parabolická kuželka	$D = 0,2$ až $0,8$
válcová kuželka (V-port)	$D = 0,15$ až $0,5$
děrovaná kuželka	$D = 0,4$ až $0,6$

Bylo zjištěno, že hodnota součinitele D je tím příznivější, čím menší je nejmenší rozměr škrticího průřezu, neboli jeho hydraulický průměr.

U parabolické (tvarované) kuželky je tato hodnota výrazně závislá na otevření ventilu, přičemž nejlepších hodnot je dosahováno na počátku zdvihu u malých K_v součinitelů s poměrně velkým průměrem sedla (minimální vůlí mezi kuželkou a sedlem). Je důležité zachovat vstup proudění média pod kuželku - v opačném případě jsou dosažené hodnoty horší.

U kuželky s výřezy (V-port) závisí hodnota D na šíři výřezů a je nezávislá na zdvihu.

U kuželky děrované je nejmenší rozptyl naměřených výsledků. Hodnota D je nezávislá na otevření ventilu. Nejlepšími hodnotami byly dosahovány u malého průměru vrtaných děr (řádově 4 až 6 mm). V případě speciálních ventilů (vstříkovací) s průměrem děr 1,5 - 3 mm lze počítat s hodnotou D až 0,7.

6.3.2.2. Účinky kavitace

Úvodem budiž řečeno, že je potřeba důsledně rozlišovat mezi odolností proti vzniku kavitace a odolností proti účinkům kavitace. Hodnoty D uvedené v předchozím odstavci popisují pouze okamžik vzniku prvních kavitačních bublinek. Neurčují však již intenzitu ani účinky vzniklé kavitace. Ta je měřena pomocí měření hladiny akustického hluku při proměnných tlakových parametrech. Zde naměřené výsledky pak popisují vhodnost škrticího systému k potlačení nežádoucích účinků kavitace, jako je hluk a eroze vnitřních částí armatury.

Parabolická kuželka vykazuje při stejných tlakových poměrech nejvyšší hodnoty akustického tlaku. Při mrakové kavitaci pak byla při srovnávacích měřeních dosažena max. hodnota 107 dB(A). Navíc je účinkům kavitace vystavena celá regulační plocha i těsnicí plochy kuželky a sedla ventilu.

Kuželka s výřezy vykazuje nižší hodnoty hluku, max. 98 dB(A). Regulační i těsnicí plochy jsou relativně lépe chráněny.

Děrovaná kuželka vykazuje nejnižší hodnoty hluku, max. 93 dB(A). Těsnicí plochy nejsou vystaveny účinkům kavitace, regulační plochy jsou proti jejím účinkům relativně necitlivé. Je však důležité dodržet směr proudění dovnitř do kuželky z důvodu tlumení hluku.

6.3.2.3. Shrnutí

V případě pravděpodobnosti vzniku rozvinuté kavitace, kdy $(p_1 - p_2) / (p_1 - p_{sp}) > 0,6$, se doporučuje volit regulační systém s děrovanou kuželkou. V případě nutnosti použití parabolické kuželky se doporučuje chránit regulační i těsnicí plochy návarem tvrdokovu. Pokud je možno použít vícestupňový regulační systém, je možné vznik rozvinuté kavitace podstatně oddálit.

Vzhledem k minimalizaci erozního působení na těleso ventilu je vhodné volit větší světlosti ventilů s dostatečně dimenzovaným vnitřním prostorem.

Dalším problémem, který se vyskytuje u rozvinuté kavitace a flashingu, což je stav, kdy p_2 je menší než p_{sp} a na výstupu z ventilu je dvoufázová směs kapaliny a syté páry, je omezení průtoku média oproti hodnotě vypočtené pro kapalinu. Existují způsoby, jak v rámci určitých mezí toto omezení spočítat, nejsou však normalizovány ani dostatečně ověřeny.

Škodlivým účinkům opotřebení kavitací a vůbec opotřebení prouděním média obecně se lze bránit rovněž vhodnou volbou materiálů. Pořadí odolnosti materiálů proti opotřebení proudícím médii je následující: stelit (tvrdokov), Cr-Ni ocel, Cr ocel, ocel, litina. Odolnost ocelí proti opotřebení se zvyšuje také kalením a leštěním povrchu.

6.3.3. Hluk

Hluk při proudění média ventilem závisí na mnoha parametrech. Obecně lze říci, že regulační armatury patří k největším zdrojům hluku v hydraulickém systému. Je potřeba rozlišovat mezi hlukem vznikajícím při proudění kapalin a při škrcení stlačitelných tekutin, tj. par a plynů. Také je potřeba od sebe oddělit hluk vznikající škrcením průtoku média ve ventilu, a hydro- a aerodynamický hluk vzniklý velkou rychlostí média v potrubí.

6.3.3.1. Hluk při proudění kapalin

Hluk vznikající v regulační armatuře při proudění kapalin většinou vzniká v souvislosti s kavitací. Tato problematika byla již naznačena výše. Pro udržení emise hluku prouděním kapalin v potrubí je potřeba nepřekračovat maximální rychlosti média. Např. pro vodu se tato hodnota z hlediska hluku pohybuje mezi 1,5 až 3 m.s⁻¹.

6.3.3.2. Hluk při proudění stlačitelných médií

Hluk při proudění stlačitelných médií lze poměrně těžko kvantifikovat. Hladinu akustického tlaku emitovaného ventilem lze poměrně pracným způsobem spočítat např. pomocí směrnice VDMA 24 422 Richtlinien für die Geräuschberechnung, Regel und Absperrarmaturen. Zde se pokusíme shrnout alespoň základní poznatky.

Je třeba důsledně oddělit emise hluku způsobené ventilem a emise hluku vznikající prouděním v potrubí. Hluk vznikající prouděním v potrubí bývá převážnou příčinou potíží při proudění vzdušín při nízkém tlaku - tedy převážně ve výstupním potrubí. Pro hluk vznikající prouděním v potrubí je důležitý poměr rychlosti proudění ku rychlosti zvuku v daném médiu. Při překročení hranice Machova čísla $Ma = 0,3$ již prakticky ustává efektivní působení technických prostředků pro snížení hladiny hluku. Tato hranice se také označuje jako mezní rychlost média v potrubí.

Nejvýznamnějším zdrojem emise hluku do okolí je potrubí vzhledem k jeho velkému povrchu a nízké tuhosti oproti tělesu ventilu. Proto je potřeba co nejvíce zamezit šíření zvuku v neuklidněném médiu do výstupního potrubí. Daleko efektivnější cestou pro snížení hlučnosti je namísto pokusů snížit hladinu již vzniklého hluku akustickou izolací potrubí a jeho částí utlumit zdroj akustických emisí.

Při tlakových poměrech větších než kritických je potřeba určité opatrnosti při používání difuzorových rozšíření za ventilem na průměr výstupního potrubí, neboť toto opatření vede ke zvýšení rychlosti proudění ve výstupním průřezu ventilu (Lavalova tryska) a následně dochází k akustickým rázům a rezonancím ve výstupním potrubí. Zde je potřeba důsledně používat pomocné pevné odpory - clony ve výstupním průřezu, které zvýší protitlak. Jsou však účinné jen při navrženém optimálním průtoku.

Opatrnosti při zařazování uklidňovacích clon do potrubí je však naopak potřeba při odpařování,

neboť zvýšením protitlaku dojde k posunutí výstupu ventilu do oblasti kavitace, která má daleko destruktivnější účinky než flashing.

6.3.3.3. Opatření ke snížení hluku

U regulačních ventilů je k dispozici několik základních prostředků k minimalizaci hluku. Jsou jimi zejména použití vhodného typu ventilu s děrovanou kuželkou, eventuálně víceúrovňová redukce tlakového spádu ať pomocí více ventilů za sebou nebo víceúrovňovými škrticími systémy. Dále je efektivní používání tlumicích a uklidňovacích clon pro rozdělení a uklidnění proudu. Samozřejmostí je nepřekračování výrobcem doporučených maximálních rychlostí v potrubí.

Dalším opatřením je odstranění nebo úprava všech částí potrubí, které mohou mít tendenci k vibracím, eventuálně k rezonančním efektům.

6.3.4. Tlakově vyvážené kuželky

V případě vyšších tlakových spádů a z toho plynoucích vyšších osových sil, nutných k ovládnutí ventilu, se lze pomocí tlakově vyvážené kuželky vyhnout použití silných a tím pádem i drahých pohonů. Variantou vyvážených kuželek jsou ventily v dvousedlovém provedení (přednosti a nedostatky dvousedlového provedení viz kap. 6.4.)

6.3.4.1. Princip

Tlakově vyvážená kuželka je konstrukčně uzpůsobena tak, že se pomocí vhodně umístěného otvoru propojí prostor pod sedlem kuželky s prostorem nad sedlem, čímž se vyrovnají tlaky, působící na kuželku a podstatnou měrou se sníží velikost osových sil. Ta je pak dána pouze součinem příslušného tlaku média s plochou táhla a s rozdílem ploch kuželky nad a pod sedlem.

6.3.4.2. Kuželky s trvale otevřeným vyvažovacím otvorem

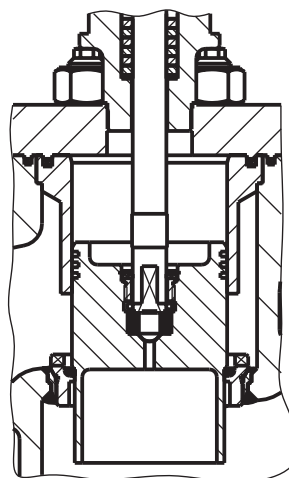
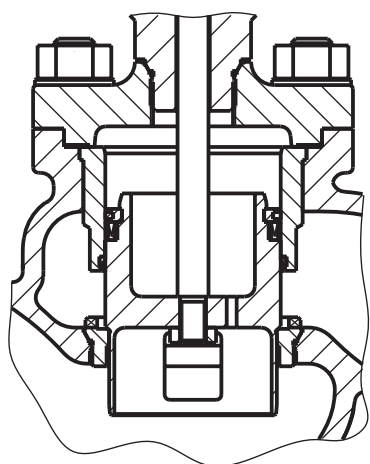
Pro běžné aplikace je nejčastěji používaným typem kuželka s trvale otevřeným vyvažovacím otvorem. Kuželka je ve své horní části osazena těsněním, které je zároveň v kontaktu s vedením. Tím je zaručena dobrá těsnost vyvažovacího prostoru. Jako těsnícího elementu je u ventilů LDM použit EPDM kroužek (RV122), PTFE manžeta (RV 2x2, 2x3), viz obr. 6.15. anebo grafitová šňůra (RV50x). Omezení prvních dvou typů spočívá v maximální přípustné teplotě materiálu těsnění. V případě těsnění grafitovou šňůrou existuje omezení z hlediska těsnosti ventilu v uzavřeném stavu (grafitová šňůra nevyhoví požadavkům na třídu těsnosti V).

Výhodou tohoto provedení vyvážených kuželek je pevné spojení kuželky s táhlem a nezávislost funkce na směru proudění (neplatí pro PTFE manžety).

6.3.4.3. Tlakově vyvážené kuželky se zvýšenou těsností

V případě požadavku na vysokou těsnost ventilu v uzavřeném stavu a/nebo požadavku na odolnost proti vysokým teplotám a pro aplikace u velkých světlostí (nad DN 150) je u ventilů LDM (RV 2x2, UV2x6, RV 50x, RV 70x) použita kuželka, u níž je vyvažovací otvor uzavírán "pilotní" kuželkou, viz obr. 6.16. Těsnění mezi kuželkou a vedením je tvořeno ocelovými pístitními kroužky. Zatímco pilotní kuželka je pevně spojena s táhlem, spojení hlavní kuželky a táhla má axiální vůli, která je vymezována svazkem předepnutých talířových pružin. To zajišťuje otevření vyvažovacího otvoru ve všech případech, s výjimkou kdy je hlavní kuželka v poloze zavřeno. V okamžiku uzavření pilotní kuželky dochází k postupnému natlakování vyvažovacího prostoru vstupním tlakem a ten pak pomáhá zvýšit uzavírací sílu a zlepšit tak těsnost ventilu v sedle.

V případě použití tohoto typu kuželky je však třeba si uvědomit, že jeho funkce je možná pouze v případě, že vstupní tlak je přiváděn nad kuželku/sedlo ventilu. Pokud by nedbalostí došlo k namontování ventilu do potrubí ve směru opačném, než udávají šipky na tělese, může dojít k vážnému poškození ventilu.

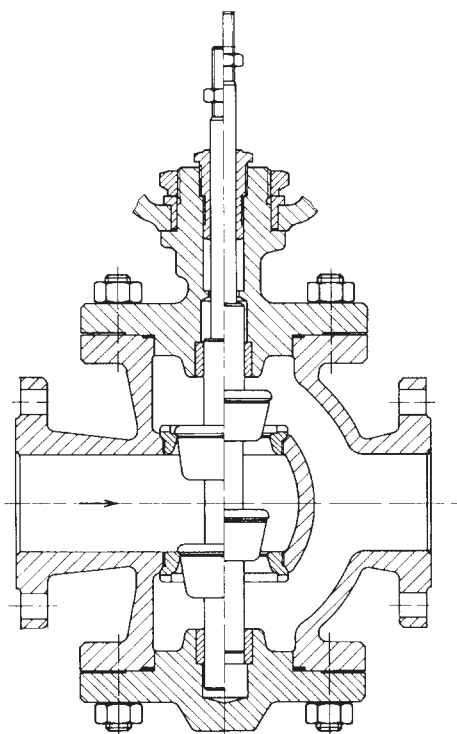


Obr. 6.15. Vyvážená kuželka - Ventil RV 212

Obr. 6.16. Vyvážená kuželka se zvýšenou těsností - ventil RV 50x

6.4. Dvousedlové ventily

Jsou to ventily, které používají rozdělení toku média do dvou proudů, z nichž každý je separátně ovládán jednou regulační kuželkou. Obě kuželky mívají stejný průtokový součinitel i charakteristiku. Největší výhodou těchto ventilů je téměř dokonalé vyvážení axiální síly na táhlo ventilu vlivem působení tlakového spádu na plochu kuželky. Tímto způsobem je možno ovládat relativně malou silou i velké tlakové spády u velkých světlostí ventilů. Další výhodou je možnost dosažení relativně větších průtoků u těles jedné světlosti.



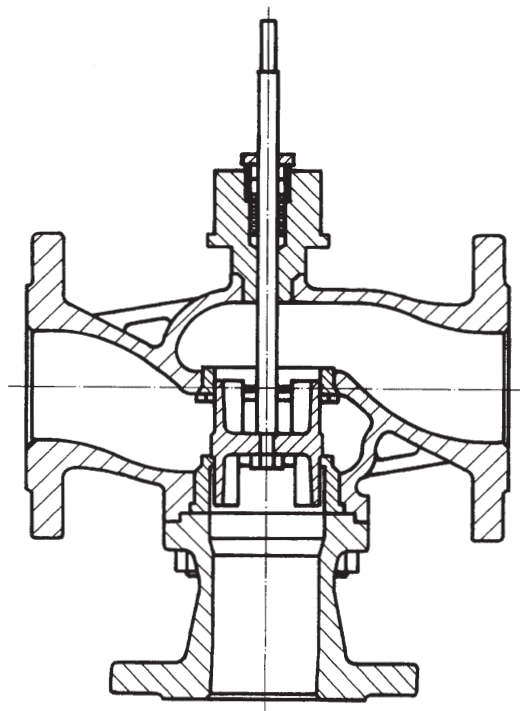
Obr. 6.15. Dvousedlový ventil SRV 22

Podstatnou nevýhodou je však praktická nemožnost dosažení vyšší těsnosti při uzavření ventilu. Dalším problémem je rozdílný směr proudění oběma kuželkami, což způsobuje, že vždy jednou kuželkou protéká médium v nevhodném směru, což představuje zdroj hluku a opotřebení.

6.5. Třícestné ventily

Třícestné ventily slouží ke směšování dvou proudů média v jeden a potom se společně nazývají směšovacími ventily nebo naopak k rozdělování proudu média na dva, kdy se označují jako rozdělovací ventily. Principiálně se jedná o stejné ventily, jen směr průtoku je opačný. To znamená, že při vhodné konstrukci může směšovací ventil při opačné montáži pracovat jako rozdělovací a obráceně.

Potíže mohou vzniknout opět jiným než doporučeným směrem průtoku média kuželkou. U parabolických ventilů dochází k výraznému snížení odolnosti proti kavitaci, u děrovaných kuželek dopadají jednotlivé proudy média na stěny tělesa, kde mohou působit erozivně. Relativně nejmenší rozdíl je u kuželek s výřezy, které se také často používají jako základ univerzálních trojcestných ventilů. Přesto se u náročnějších aplikací doporučuje použití speciálních ventilů určených buď pro směšování nebo pro rozdělování.



Obr. 6.16. Směšovací ventil LDM RV 214

7. UCPÁVKY REGULAČNÍCH ARMATUR

Ucpávka armatury je rozhraním mezi vnitřkem armatury a okolím, kde se zprostředkovává přenos pohybu z ovládání na uzavírací orgán armatury. Všechna ostatní těsnicí místa jsou nepohyblivá. Je tedy místem, které je nejnáchylnější k průsaku pracovní tekutiny. U mnoha armatur je těsnost ucpávky kritickým faktorem ovlivňujícím jejich kvalitu i použití. Jedná se především o chemický průmysl, kde se mnohdy používají velice agresivní a životnímu prostředí nebezpečná média, ale ani v energetice nejsou zanedbatelné finanční ztráty způsobené únikem teplotního média.

7.1. Nároky na ucpávky regulačních ventilů

Na ucpávky regulačních armatur jsou obecně kladeny daleko vyšší nároky než na ucpávky uzavíracích armatur. Toto je dáno především značným počtem pohybů regulačního členu, během kterých nesmí ucpávka ztratit těsnost. Druhým důležitým parametrem je nízká třecí síla v ucpávce, přičemž je tato síla životně důležitá především u pohonů s malou osovou silou. V případě pneumatických pohonů navíc každý pasivní odpor v řetězci kuželka - táhlo - membrána, event. píst pneupohonu způsobuje zvětšení hystereze a necitlivosti ovládání. Dalším důležitým požadavkem je stálost vlastností během doby životnosti, odolnost proti teplotním rázům a minimální nároky na obsluhu.

U moderních ucpávek lze vyzorovat velmi zajímavou nepřímou úměru mezi pracovními parametry, na které je ucpávka navržena a její těsností a životností. Lze říci, že čím nižší parametry jsou od ucpávky vyžadovány, tím déle bude velmi pravděpodobně bez ztráty těsnosti sloužit. Samozřejmostí pro dobrou funkci ucpávky je ovšem dokonalá kvalita táhla.

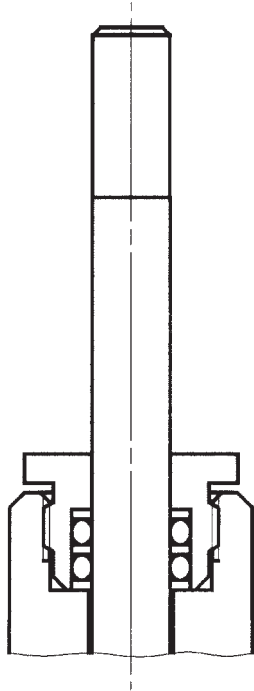
7.2. Elastomerové ucpávky

Tento typ ucpávek se používá na nejnižší parametry pracovního média. Pro ucpávky regulačních ventilů určených na teplou a horkou vodu a páru do teplot zhruba 150 °C se téměř výhradně používá EPDM pryž. Profil těsnicích kroužků je různý, od nejčastějších O-kroužků přes U nebo X profily. Všem těmto ucpávkám je společný efekt samodotěsnění při zvětšujícím se vnitřním přetlaku a poměrně velká necitlivost na eventuální poškození táhla. Díky elasticitě materiálu mají tyto ucpávky také schopnost následovat táhlo při jeho případném radiálním vychýlení během pohybu nebo z důvodu nesouosé montáže pohonu armatury.

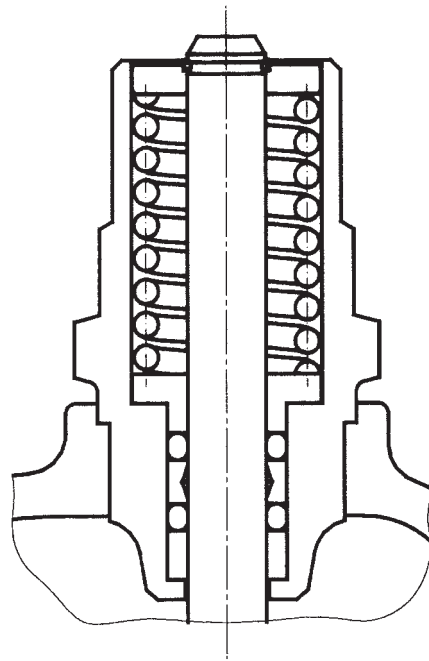
Důležité pro správnou funkci pryžové ucpávky je její mazání. Vhodně použitý mazací prostředek snižuje výrazně pasivní odpory ucpávky a její opotřebení a rovněž zlepšuje její odolnost proti účinkům protékajícího média.

Správně navržena EPDM ucpávka pracující v dobrých podmínkách (kvalita táhla a jeho vedení, vhodné mazadlo, nepřekračování dovolené teploty) může pracovat bez nároků na údržbu přes jeden milion cyklů.

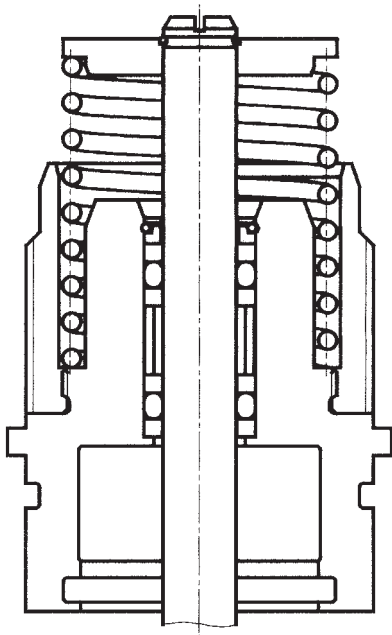
Hitem v elastických ucpávkách jsou ucpávkové kroužky na bázi fluorouhlíkové pryže. Jejich vývoj má původ v kosmickém průmyslu. Představitelem těchto materiálů je např. Kalrez od firmy DuPont. Je to materiál, který si zachovává elasticitu a chemickou stálost a odolnost vůči agresivním médiím podobnou teflonu až do teploty 315 °C. Většímu rozšíření těchto ucpávek kromě speciálních aplikací v chemickém a petrochemickém průmyslu zatím brání zejména jejich rovněž astronomická cena.



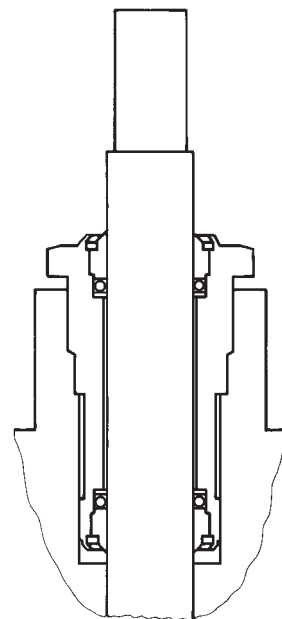
Obr. 7.1. EPDM ucpávka ventilu RV 102



Obr. 7.2. EPDM ucpávka ventilu RV 111
COMAR line



Obr. 7.3. EPDM ucpávka ventilu
RV 122 BEE line



Obr. 7.4. EPDM ucpávka ventilu RV 210

7.3. PTFE ucpávky

Druhým stupínkem v parametrech ucpávek regulačních ventilů jsou ucpávky z PTFE. PTFE je zkratkou chemické sloučeniny PolyTetraFluorEtylénu, známou nejčastěji pod názvem teflon. PTFE má pro užití v ucpávkách některé vynikající vlastnosti, kterými jsou jimi především značná chemická neutralita a odolnost proti většině agresivních médií, dobré kluzné vlastnosti a vysoká hranice teplotní odolnosti - v nezátíženém stavu až 315 °C. Dobrá konstrukce ucpávky si naopak musí poradit s největší negativní vlastností PTFE, kterou je tečení za studena. To znamená, že tento materiál pod mechanickým zatížením mění svůj tvar a má tendenci vytékat do volného prostoru. Toto tečení se potom výrazně zvyšuje s rostoucí teplotou.

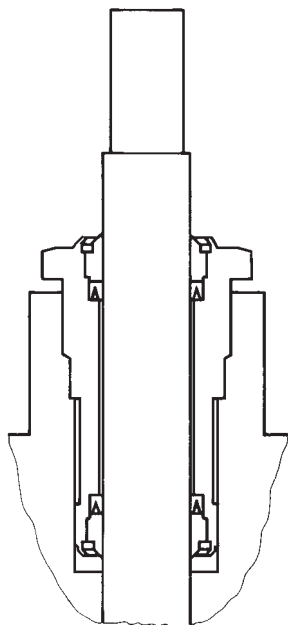
Tato negativní vlastnost se kompenzuje použitím různých přísad do čistého teflonu. Jsou jimi skelná vlákna, bronz, grafit, uhlíková vlákna i jiné, pro tento účel speciálně vyvinuté kompozity. Těmito přísadami se snižuje studený tok až na několik procent původní hodnoty. Tyto přísady mají ovšem i negativní vlastnosti. Především je to snížení těsnicí schopnosti oproti čistému teflonu a dále citlivost na teplotní rázy. Obecně lze říci, že přísady v teflonu zvyšují tvrdost výsledné kompozice a tím snižují těsnicí schopnost takového ucpávkového materiálu. Proto se na plynotěsné ucpávky dosud často používá čistý PTFE.

V praxi se používají různé konstrukce PTFE ucpávek, kde nejběžnější a nejstarší je kombinace střešovitých V-kroužků podepřených a rozpínaných axiální ocelovou pružinou. Tato ucpávka má velice dobrou těsnost díky velkému počtu těsnicích břitů, ale její největší nevýhodou je nízká odolnost proti teplotním cyklům, kde hraje velkou roli poměrně velká teplotní roztažnost PTFE. Negativně se přitom projevuje axiální síla pružiny, která díky studenému toku teflonu a kolísání jeho rozměrů během teplotních cyklů způsobuje časem nevratné deformace těsnicích kroužků, což se projevuje zejména po odstávkách zařízení, kdy ve studeném stavu po natlakování systému ucpávka teče. Po zahřátí se pak většinou dotěsní a pracuje normálně.

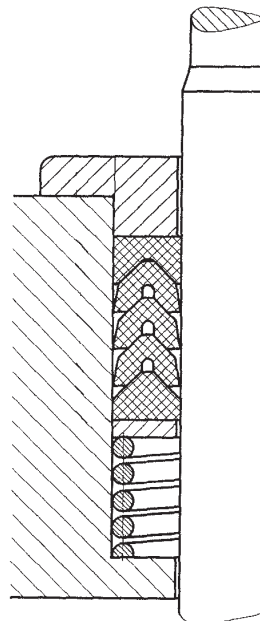
Tento nešvar se snaží různí výrobci odstranit různými způsoby. LDM používá konstrukci PTFE ucpávky s těsnicím U-kroužkem zevnitř rozpínaným nerezovou pružinkou. Tím se principiálně odstraňuje nutnost převodu axiální síly pružiny na radiální těsnicí sílu materiálem těsnicích kroužků. Tato ucpávka vykazuje potom mnohem vyšší odolnost proti změnám teploty než klasická konstrukce.

Maximální pracovní teplota PTFE ucpávek je závislá na konstrukci ucpávky a použité směsi (čistý PTFE nebo různé kompozice) a na pracovním přetlaku. Při tlaku do 40 bar připouští různí výrobci teploty od 180 °C až do 260 °C (pro ventily LDM). Životnost PTFE ucpávky je mimořádně závislá na kvalitě táhla a jeho stavu za provozu. V dobrých podmínkách může obecně přesáhnout 500 000 cyklů.

V LDM byl vývoj ucpávek na bázi teflonových kompozic pro ventily řady 2xx ukončen v roce 1998, při kterém se kladl mimořádný důraz kromě životnosti na necitlivost ucpávky vůči teplotním rázům (šokům), které se často vyskytují v parních aplikacích v oblastech vytápění a průmyslu. V souvislosti s tímto vývojem musely být upraveny i některé technologické postupy při výrobě ostatních částí regulačních ventilů, nicméně výsledkem je ucpávka s životností přes 700 000 cyklů, a to i za náročných podmínek cyklických změn teploty. Rozsah pH protékajícího média je z hlediska ucpávky 0 až 14. Tyto PTFE ucpávky dostaly chráněný název DRSpack® (Direct Radial Sealing Pack) a dnes představují standardní PTFE ucpávku u ventilů řady 2xx, viz obr. 7.5.



Obr. 7.5. PTFE ucpávka ventilu RV 210 (LDM)



Obr. 7.6. PTFE ucpávka s V-manžetami

7.4. Grafitové ucpávky

Na vyšší teplotní parametry než 260 °C se nejčastěji používá grafitová ucpávka. Její největší předností je extrémně vysoká odolnost proti teplotě, která je v neoxidačním prostředí udávána i vyšší než 1000 °C. Další vlastností je vynikající chemická neutralita a odolnost proti agresivním médiím (rozsah pH 0 až 14). Pro použití v ucpávkách má grafit navíc i velice dobré kluzné vlastnosti.

Existují různé konstrukce grafitových ucpávek. Mezi osvědčené patří ucpávka s předlisovanými kroužky z expandovaného grafitu. Tato ucpávka má vynikající vlastnosti především pro uzavírací ventily.

Novým trendem v grafitových ucpávkách jsou pletené grafitové šňůry. Svými mechanickými vlastnostmi se podobají tradičním a nyní zakázaným azbestovým šňůrám. Oproti tvrdým kroužkům z expandovanému grafitu se vyznačují vyšší přizpůsobivostí ucpávkovému prostoru a vyšší trvalou elasticitou. Vykazují také lepší součinitel převodu axiální síly na radiální.

Tyto grafitové šňůry se uplatňují často v nových konstrukcích regulačních ventilů na nejvyšší parametry a pro svou jednoduchou montáž a variabilitu použití jsou vynikajícím pomocníkem při servisu a opravách armatur.

Další možností je různá kombinace kroužků lisovaných a kroužků vyrobených ze šňůry, popřípadě použití kroužků s lichoběžníkovým či trojúhelníkovým průřezem.

Je obecně známo, že v případě použití grafitové ucpávky je u regulačních ventilů určitým záporem vyšší pasivní odpor, který vyžaduje použití silnějších pohonů. Dalším negativem je poměrně vysoký otěr, který způsobuje ztrátu těsnicí schopnosti. Pro její obnovení musí být ucpávka znovu dotazena, event. přidán další těsnicí kroužek. Pokud je ponechána netěsnící grafitová ucpávka delší dobu bez zásahu, proud unikajícího média způsobí erozní úbytek grafitu a ucpávka musí být potom vyměněna za novou. Nezřídka je třeba vyměnit i další díly armatury (táhlo, víko), které byly unikajícím médiem poškozeny.

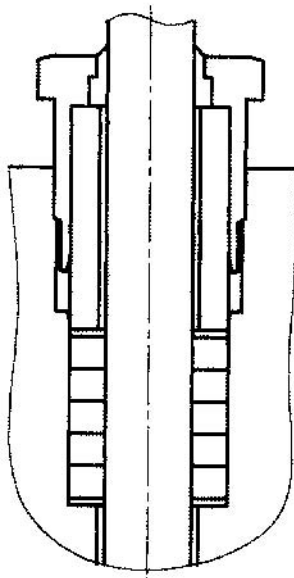
Jinou možností je použití ucpávky trvale dotlačované pružinou (např. tzv. "Live Loading System")

viz. obr. 7.9.). Pro navržení takového typu ucpávky je však třeba jistých zkušeností a proti masovému používání tohoto typu hovoří jeho cena a vyšší nároky na prostorové uspořádání ventilu. Tyto ucpávky se tedy uplatňují pouze u cenově vyšších kategorií armatur, dále tam, kde provozní podmínky nedovolují častou kontrolu stavu armatury anebo charakter provozu vylučuje pravidelnou údržbu ucpávky.

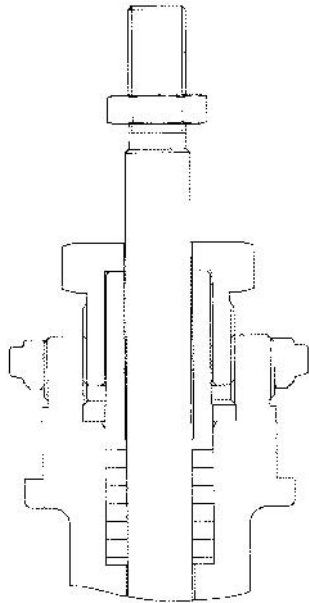
U ventilů vyráběných firmou LDM se vyskytují oba typy grafitových ucpávek. Grafitová ucpávka dotlačovaná centrální maticí či třmenem ("brýlemi") s nutností pravidelné kontroly / dotahování, je montována na regulační ventily typu RV / RS 50x, ventily řady G, na vybrané typy ventilů RV 2xx a na uzavírací ventily typu UV 2x6 S (viz obr. 7.7 a 7.8).

Na ventily řady RV / RS 70x a na ventily řady RV 805 / 806 je standardně montována ucpávka, trvale dotlačovaná centrálním svazkem pružin, viz obr. 7.9. Pro ostatní ventily je pak trvale dotlačovaná ucpávka nabízena jako zvláštní příslušenství za příplatek. V takovém případě se mnohdy používá originálního systému firmy Chesterton se dvěma, popřípadě čtyřmi svazky talířových pružin.

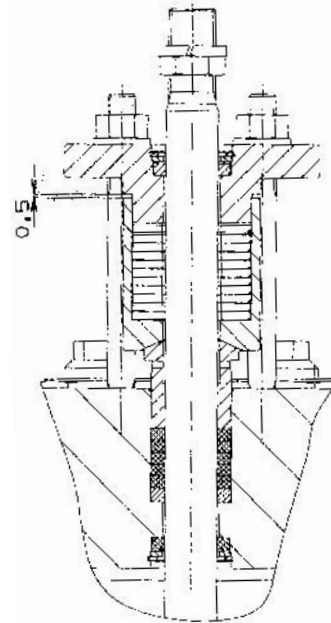
Teplotní hranice pro použití grafitové ucpávky u armatur prakticky neexistuje. Životnost je závislá na dobré údržbě, ev. na funkci systému dotlačování. Bez dotažení ucpávky její životnost nepřesahuje několik desítek tisíc cyklů.



Obr. 7.7. Grafitová ucpávka ventilu RV 210



Obr. 7.8. Grafitová ucpávka ventilu RV 50x



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

7.5. Vlnovcové ucpávky

Zvláštní kapitolou ucpávek ventilů jsou vlnovcové ucpávky. Největší rozdíl oproti popsaným typům spočívá v tom, že neexistuje oblast vzájemného pohybu těsnicího materiálu vůči táhlu, ale posuvný pohyb táhla je kompenzován elastickou deformací pláště vlnovce.

Vlnovce pro regulační armatury jsou vyráběny nejčastěji z nerezavějící stabilizované oceli. V závislosti na maximálním pracovním přetlaku jsou vyráběny jako jedno-, dvou-, tří- i víceplášťové.

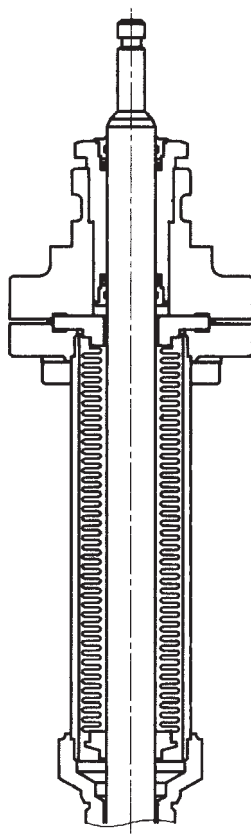
Jejich největší předností je absolutní těsnost vůči okolí (v neporušeném stavu), což je předurčuje pro použití s agresivními, jedovatými, výbušnými nebo jinak nebezpečnými médii. Dále jsou vhodné pro nízké i vysoké teploty (-50 °C až +550 °C). Zde je zejména praktické nasazení vlnovcových ucpávek při podnulových teplotách, kdy namrzání táhla způsobuje předčasné zničení ucpávky nebo naopak při vysokých teplotách, kdy vlnovcové ucpávky fungují výborně jako chladič. Nevýhodou je vyšší stavební výška. Vzhledem k tomu, že regulační ventil vykazuje poměrně velký zdvih, je nutno pro zachování elastické deformace jednotlivých vln v rozumných mezích použít velký počet vln. Ani životnost vlnovce není nekonečná, ale je závislá na teplotě a na poměrné deformaci jednotlivých vln. Nevýhodou také je, že při porušení vlnovce dojde okamžitě k řádově vyšší netěsnosti než při kapající klasické ucpávce. Proto se často používá ještě bezpečnostní ucpávka (v případě LDM teflonová ucpávka DRSpack®), která má zabránit úniku tekutiny v případě poruchy vlnovce. Takto kombinované ucpávky se i přes vyšší cenu uplatňují především tam, kde je nutno vyloučit jakýkoli únik média do okolí a kde je eventuálně možno instalovat i systém detekce porušení vlnovce.

Životnost vlnovcových ucpávek je závislá zejména na konkrétní konstrukci. Pro ventily LDM je uvedena v následující tabulce.

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

Tab. 7.1. Minimální životnost vlnovcové ucpávky LDM v závislosti na teplotě

Hodnoty podle tab. 7.1 jsou zaručené minimální počty úplných cyklů, kdy dochází k maximálnímu prodloužení a stlačení vlnovce. Při statisticky běžném provozu, kdy se kuželka ventilu pohybuje pouze v částečném rozsahu zdvihu, je životnost vlnovce několikanásobně vyšší a závisí na konkrétních podmínkách (teplota, skutečný zdvih).



Obr. 7.10. Vlnovcová ucpávka ventilu RV 211 s bezpečnostní ucpávkou DRSpack®

8. ARMATURY PRO ENERGETIKU

8.1. Armatury pro klasickou energetiku

Armatury obecně tvoří nezastupitelnou součást potrubních systémů energetických celků (elektrárenské bloky, dálkové výtopny či kombinované výrobní technologické vysokotlaké páry). Hospodárný provoz takových celků pak je především ovlivněn správnou funkcí regulačních armatur, u nichž dnes převládá buď klasický ventil s regulační kuželkou nebo kulový kohout. Zatímco armatury určené pro obor vytápění a centralizované zásobování teplem pracují obecně s médii o tlaku do 4 MPa (PN 40) a teplotě do 300 °C, regulační armatura určená pro energetiku musí být dnes schopna pracovat za následujících provozních podmínek:

- provozní tlaky nezřídka přesahující 25 MPa (PN 400)
- teploty přes 550 °C
- vysoké tlakové spády
- vysoké průtočné rychlosti
- velké regulační poměry (běžně 1:50)
- změny v průběhu najíždění a odstavování kotlů, spojené s jevy jako jsou vibrace, tepelné šoky, tepelná dilatace, tlakové rázy a proměnné zatížení od připojeného potrubí

Současně s těmito vysokými provozními parametry se každoročně zvyšují požadavky na přesnější regulaci, lepší těsnost, snížení hladiny emitovaného hluku armaturou a zvýšení životnosti. Vývoj a výroba takovýchto armatur se stává doménou specializovaných firem, které při vývoji spolupracují se špičkovými pracovišti na univerzitách a ve výzkumných ústavech. Zcela běžně se dnes při konstrukci používá 3D CAD systémů původně vyvinutých pro kosmický a letecký průmysl a návrh se kontroluje výpočty pomocí FEM (metoda konečných prvků). Rovněž praktickým zkouškám ještě předchází simulace provozu na počítači.

Samotnou konstrukci ventilu lze obecně rozdělit na několik částí, kterými je možno se zabývat dále samostatně.

8.1.1. Nepohyblivé, vnitřním přetlakem zatížené části ventilu

Mezi nepohyblivé, vnitřním přetlakem zatížené části ventilu můžeme počítat např. těleso, víko apod., kde zatímco v oblasti nízkých tlaků se používá takřka ve všech případech odlitků, u armatur pro vyšší parametry se obecně přechází na tvářené materiály, a to především s ohledem na obtížnost zaručení kvality odlévaných částí pro vysoké parametry a na problémy s dlouhými výrobními lhůtami u malosériových odlitků. Malosériovost je rovněž dalším rysem, kterým se armatury pro energetiku obecně vyznačují.

Vzhledem k tomu, že těleso regulačního ventilu je tvarově mnohem náročnější díl než tělesa většiny ostatních armatur, je nutno těleso ventilu vyrobit jako svařenec.

V minulosti firma LDM používala na výrobu těles ventilů následujících materiálů:

- litina 42 2304 - tvárná litina, vhodná na odlitky těles armatur do max. PN 40
- ocel 42 2643 - uhlíková ocel, vhodná na odlitky těles armatur
- ocel 42 2744 - nízkolegovaná chrommolybdenová ocel, vhodná na odlitky tlakových nádob
- ocel 42 2941 - korozivzdorná chromniklová ocel na odlitky
- ocel 11 416 - nízkouhlíková nelegovaná ocel, určená na součásti kotlů a tlakových nádob
- ocel 11 425 - nízkouhlíková nelegovaná ocel, určená na součásti u nichž se požaduje vyšší houževnatost
- ocel 15 128 - nízkolegovaná ocel na součásti tlakových nádob
- ocel 17 246 - korozivzdorná chromniklová ocel

V dnešní době se použití výše uvedených materiálů omezuje pouze na náhradní díly nebo dodávky na základě speciálních požadavků zákazníka. V souvislosti s jednotnými požadavky Evropského společenství, shrnutými ve směrnici 97/23/EC - tzv. PED (Pressure Equipment Directive), se současně pokračující harmonizací evropských národních norem (včetně ČSN) a s celkovou globalizací trhu armatur, používá dnes firma LDM jako základních materiálů pro výrobu těles, vík a jejich spojovacích součástí výlučně litin, ocelí a slitin neželezných kovů v souladu s českou / evropskou materiálovou normou ČSN EN 1503, popřípadě v souladu se severoamerickou materiálovou normou ANSI / ASME B16.5. Přehled materiálů (výběr nejvíce používaných) je uveden v tab. 8.1.

Materiál dle EN		Materiál dle ASTM		ČSN ekvivalent
Značka	Číslo	Značka	Číslo	
Oceli a odlitky				
GP240GH	1.0619	WCB	A216	42 2643
G 17CrMo5-5	1.7357	WC6	A217	42 2744
G 20Mn5	1.5419			42 2714
GX 5CrNi19-10	1.4308	CF8	A351	42 2930
GX 5CrNb19-11	1.4552	CF8C	A351	42 2933
GX 5CrNoNb19-11-2	1.4581			42 2941
GX 5CrNiMo19-11-2	1.4408	CF8M	A351	42 2940
Oceli				
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
X 6CrNiMoTi17-12-2	1.4571			17 347
Litiny				
EN-GJS-400-15	EN-JS1030			42 2304
EN-GJS-400-18-LT	EN-JS1025			42 2304
	EN-JS1025			42 2420
EN-GJL-250	EN-JL1030			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 šroubů a matic				
40CrMoV4-6	1.7711			
21CrMoV5-7	1.7709			
20CrMoVTiB4-10				
X6NiCrTiMoVB25-15-2	1.4980			
X7CrNiMoBNb16-16	1.4986			

Tab. 8.1. Přehled materiálů dle ČSN EN 1503 a ASTM a jejich porovnání původními ČSN materiály

Na základě požadavku zákazníků je pak možno pro výrobu základních dílů armatury použít i jiných materiálů, a to jak speciálních ocelí (např. pro velmi nízké teploty), tak speciálních slitin s vynikající chemickou či tepelnou odolností (Monel, Nimonic, Hasteloy apod.)

8.1.2. Škrťací systémy

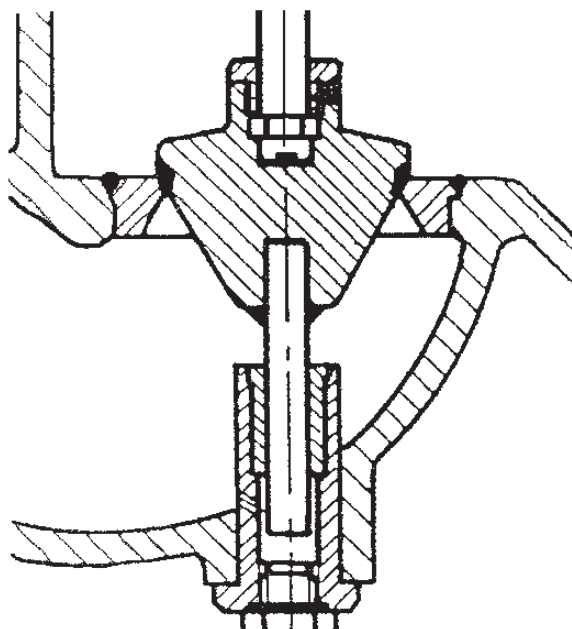
Škrťací systém je srdcem celého ventilu, přičemž jeho vlastnosti zásadním způsobem ovlivňují chování celé armatury. Z tohoto důvodu je třeba jeho konstrukci věnovat maximální péči a při volbě typu škrťacího systému je zapotřebí vzít v úvahu především:

- maximální hodnotu tlakového spádu na ventilu
- požadované průtočné množství a průtočnou charakteristiku

- maximální povolenou netěsnost
- požadovaný regulační poměr
- druh a čistotu média
- pracovní teplotu

Tak jak se zvyšovaly provozní parametry energetických zařízení a tím i nároky kladené na regulační ventily, docházelo také k vývoji škrticího systému. První ventily pracovaly s tvarovou kuželkou, viz obr. 8.1. Výhodou byla celkem snadná výroba, průtočná charakteristika pak byla určena tvarem zakřivení boku kuželky. Maximální hodnota K_v je určena průměrem sedla, jež nezávisí na typu charakteristiky.

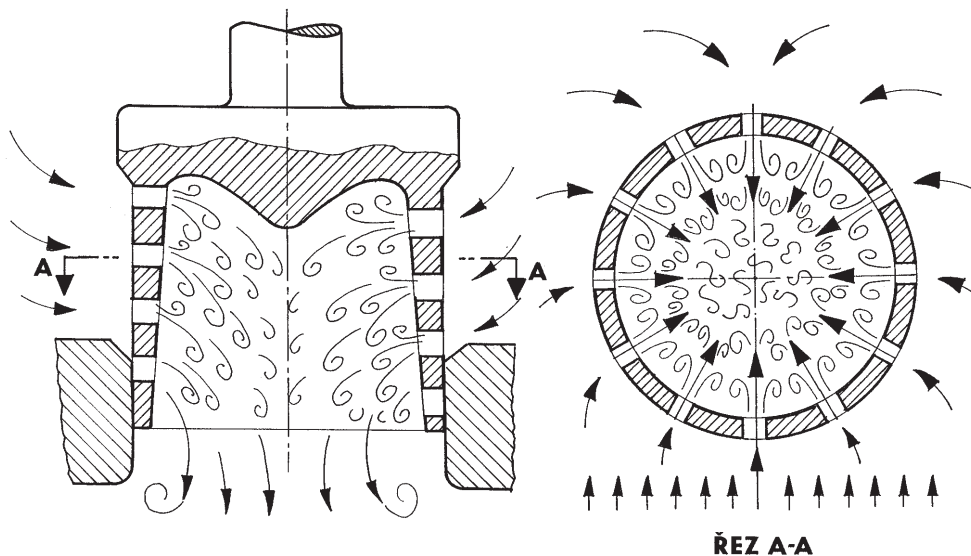
Nevýhodou tohoto typu kuželky je náchylnost ke kavitaci a z toho plynoucí schopnost zpracovat pouze relativně nízké tlakové spády, max. 3 MPa (30 bar). Tento nedostatek se řeší jednak používáním vysokojakostních materiálů, dále pomocí návarů těsnících ploch tvrdokovem, ale zejména volbou víceúhlových kuželek. Zde se však jedná již o značně výrobně složité díly. Tvarová kuželka vyžaduje také další vedení pod kuželkou, které je schopno zachycovat boční síly vznikající dynamickým účinkem protékajícího média.



Obr. 8.1. Tvarová kuželka

Z výše uvedených důvodů se začala používat válcová kuželka s výřezy, viz kapitola 6, obr. 6.7. až 6.9. Jedná se opět o výrobně poměrně jednoduchou součást. Tvar průtočné charakteristiky je dán tvarem výřezů, K_v hodnota potom jejich šířkou. Výhodou tohoto typu kuželky je skutečnost, že je vedena po celém zdvihu sedlem.

Dalším výrobně jednoduchým typem, používaným u dvousedlových armatur, je tzv. pístová kuželka. Jedná se v podstatě o dva písty umístěné na společném táhle, které při svém pohybu postupně otevírají požadovaný průtočný průřez v regulačním pouzdru. Mezi výhody patří poměrně jednoduchá výroba a hlavně pak velice nízké osově síly působící na táhlo ventilu, nevýhodou je nízký tlakový spád a značná netěsnost, kterou se ostatně vyznačují všechny dvousedlové armatury klasické koncepce.

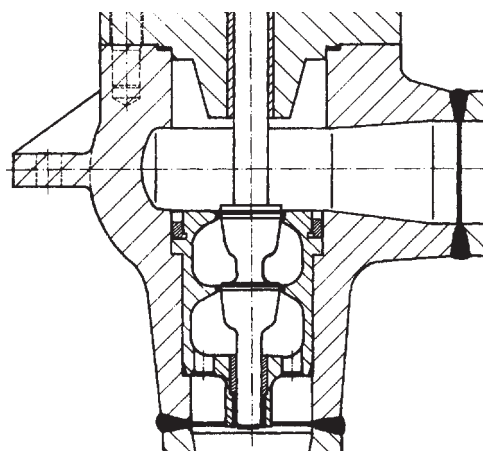


Obr. 8.2. Válcová děrovaná kuželka

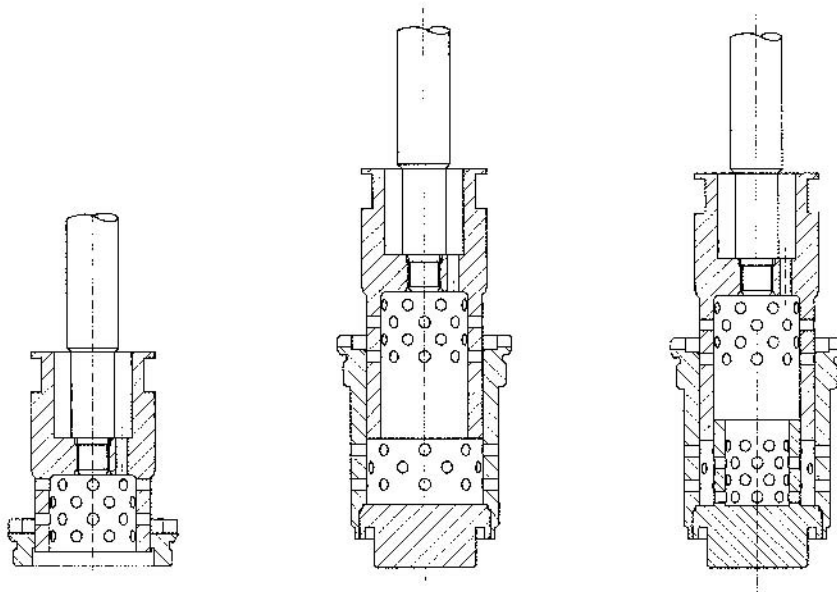
Z důvodu dosažení vysoké těsnosti v sedle a zvýšení životnosti regulačního orgánu se časem postupně přešlo na válcové děrované kuželky - viz obr. 8.2. Průtočná plocha je tvořena soustavou malých děr, které jsou vyvrtány po obvodu válcové části kuželky. Uspořádání děr se volí pokud možno tak, aby se jednotlivé proudy média uvnitř kuželky navzájem střetávaly a docházelo tak ke vzájemné eliminaci účinků kinetické energie. Z tohoto důvodu je tvar proudění média "nad sedlo", to znamená že médium protéká směrem dovnitř do válce kuželky.

Výhodou tohoto typu škrticího systému je schopnost zpracovávat vyšší tlakové spády bez nebezpečí kavitace a vzniku hluku. Mezi výhody tohoto typu kuželky lze stále počítat i poměrně jednoduchou výrobu. Nevýhodou je pak to, že limitující průtočná plocha je tvořena součtem ploch otvorů ve válcovém plášti kuželky, a proto nelze dosáhnout stejných max. hodnot K_v pro všechny typy charakteristik u ventilů se stejným průměrem sedla.

Dalším krokem jsou vícestupňové škrticí systémy tvořené několika tvarovými kužkami řazenými v sérii za sebou, viz obr. 8.3 nebo kombinací válcové děrované kuželky a vícestupňového regulačního pouzdra obdobného typu jako kuželka. Příkladem takového škrticího systému je kuželka a regulační pouzdro použité u ventilu RV 501 resp. RV 805, viz obr. 8.4. Tento až čtyřstupňový systém umožňuje zpracovávat tlakové spády až do 20 MPa (200 bar).

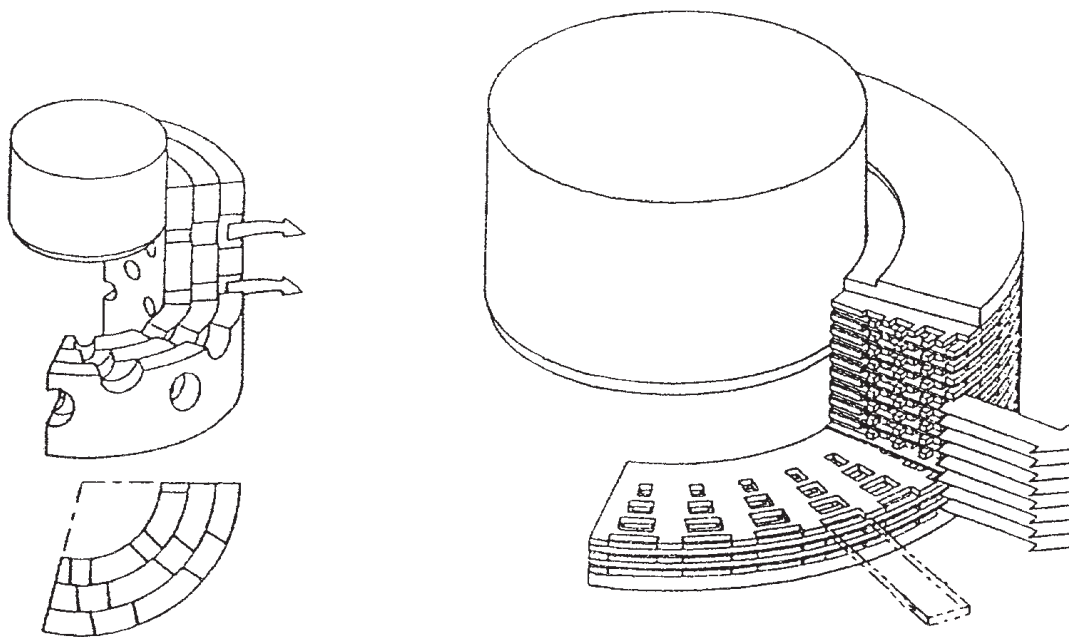


Obr. 8.3. Vícestupňový škrticí systém složený ze sériově řazených tvarových kuželek



Obr. 8.4. Vícestupňové škrťací systémy použité u ventilů RV 501 až RV 806

Pro nejtvrší pracovní podmínky se pak používá labyrintový škrťací systém, tvořený plunžrovou kuželkou, která při svém zdvihu postupně otevírá otvory ve speciálním regulačním pouzdru, viz obr. 8.5. To je tvořeno řadou soustředných, do sebe zasunutých pouzder s regulačními otvory. Požadované průtočné charakteristiky se pak dosahuje vhodnou kombinací jednotlivých pouzder. Firma LDM používá tohoto typu škrťacího orgánu u najížděcího ventilu typu G92.



Obr. 8.5. Labyrintový škrťací systém

Otázka typu materiálu těsnících ploch škrťacích systémů je v poslední době řešena následujícím způsobem:

- nízká teplota, poměrně čisté médium - těsnící plochy jsou opatřeny těsnícím materiálem - tzv. měkké sedlo. Firma LDM používá v tomto případě PTFE kroužků vsazených do sedlové plochy

- vyšší teplota, střední stupeň znečištění - těsnící plochy jsou ze základního materiálu, kuželku se sedlem je pro dosažení dostatečné těsnosti nutno zabrousit
- vysoká teplota, vysoké tlakové spády - v tomto případě je těsnící plocha opatřena návarem z tvrdokovu (Real, Stelit).

8.1.3. Ucpávky

Ucpávky jsou obecně jedním z nejsložitějších dílů regulačního ventilu. Na jedné straně musí dokonale těsnit vřeteno a zabránit tak úniku média, na straně druhé pak musí umožnit pohyb tohoto vřetene s co nejmenším odporem. Z tohoto důvodu je problematika nalezení vhodného druhu ucpávky stejně stará jako výroba armatur sama.

Tak jak se postupně zvyšovaly parametry regulovaného média, měnil se i materiál, z něhož se ucpávka vyráběla. První ucpávky se vyráběly z bavlněné šňůry, napuštěné rostlinným či živočišným tukem. Přes řadu dalších typů materiálů se dospělo ke šňůře pletené z azbestového vlákna, která se vzhledem ke své vynikající tepelné odolnosti a dobrým třecím vlastnostem jevila jako ideální materiál. Důvodem opuštění tohoto materiálu nebyla jeho nedostatečná těsnící schopnost nebo nedostatečná životnost, ale skutečnost, že se azbest ukázal jako životnímu prostředí velice nebezpečná látka. V poslední době se jako ucpávkový materiál prosadil grafit, a to jak ve formě pletených šňůr, tak i ve formě lisovaných kroužků z expandovaného grafitu. Tento materiál je dnes dodáván celou řadou světových renomovaných firem pod různými obchodními názvy a se složením, které je patřičně modifikováno pro konkrétní použití dané armatury.

8.1.4. Pohony

Pohony použité v energetice musí splňovat specifické požadavky tohoto odvětví. Jedná se především o vysokou spolehlivost, dlouhou životnost a dále o odolnost vůči okolnímu prostředí (vysoké teploty, vlhkost, prašnost, chvění, seismická odolnost apod.)

Pro regulační ventily dnes tedy prakticky přichází v úvahu především elektrické pohony buď v provedení přímém nebo víceotáčkovém, popřípadě i čtvrtotáčkovém u regulačních ventilů pákových a pneumatické či hydraulické pohony přímé.

Podle stupně automatizace pak jsou tyto pohony vybaveny řízením a zpětnovazební signalizací různé úrovně. Z elektrických pohonů používá LDM výrobky ZPA Pečky, Křížík Prešov (Regada), Auma, Schiebel, Siemens, EMG Drehmo a Rotork, přičemž při odůvodněném přání zákazníka je možno použít i pohony jiných firem se standardním připojením dle ISO 5210. Pnepohony jsou pak odebírány od firem SPA Praha, Honeywell a Foxboro Eckardt.

O pohonech je dále pojednáno v kap. 9., přičemž celá problematika pohonů a jejich vybavení je natolik rozmanitou a složitou oblastí, že se jí není možno se na tomto místě detailně věnovat.

8.2. Ventily LDM pro energetiku

Jak je patrné i z katalogu firmy LDM, je v oblasti výroby regulačních ventilů pro energetiku možno vysledovat dva hlavní směry vývoje, tj. ventily řady G, které firma získala spolu s koupí bývalé Armaturky Česká Třebová a dále ventily řady RV/RS 5xx a 7xx a RV 8xx vlastní konstrukce. Doplněním výrobního programu regulačních armatur jsou potom impulsní plnozdvížené pojišťovací ventily typu SiZ 1508 a uzavírací ventily V46 a A10.

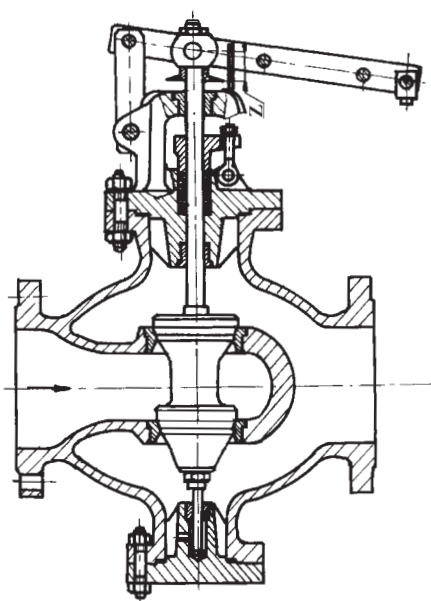
8.2.1. Ventily řady G

Společným rysem těchto ventilů je robustní konstrukce, vypovídající o době jejich vzniku, vysoká spolehlivost a životnost a s výjimkou G 92 pak i pohon pomocí pákového ústrojí. Jejich

hlavním nedostatkem je (opět s výjimkami) neschopnost zpracovat vysoké tlakové spády a u některých provedení i malá vnitřní těsnost. Ventily těchto typových řad jsou v současné době postupně nahrazovány novými typovými řadami, popřípadě jsou ve spolupráci s firmou LDM Servis, spol. s r.o. upravovány dle požadavků zákazníka (děrované regulační partie, vícestupňové škrťací systémy, přímé pohony, speciální materiály). Cílem náhrad a úprav je vždy odstranění výše uvedených nedostatků při zachování životnosti a spolehlivosti.

8.2.1.1. Regulační ventily G45

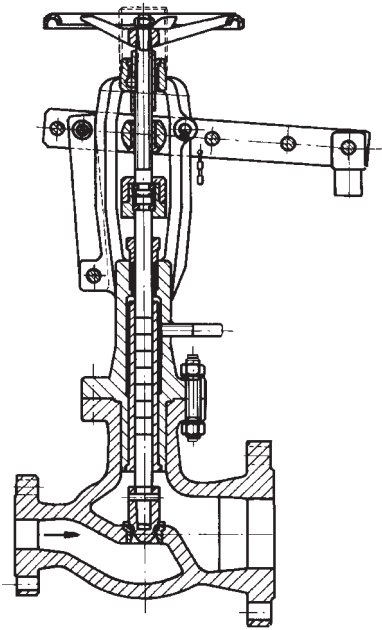
Jedná se o regulační ventily přímé, v provedení přivařovacím i přírubovém a ve velkém rozsahu jmenovitých světlostí a tlaků. Ventily G45 (viz obr. 8.6) jsou dvousedlového provedení, u větších světlostí jsou obě sedla nahrazena regulačním pouzdrem. Výhodou tohoto provedení je poměrně snadná výměna opotřebených škrťacích partií, nevýhodou je další potenciální zdroj vnitřní netěsnosti ventilu. Vzhledem k tomu, že ventily mají stejnou světlost vstupního i výstupního hrdla, jsou určeny především pro regulaci průtoku kapalin.



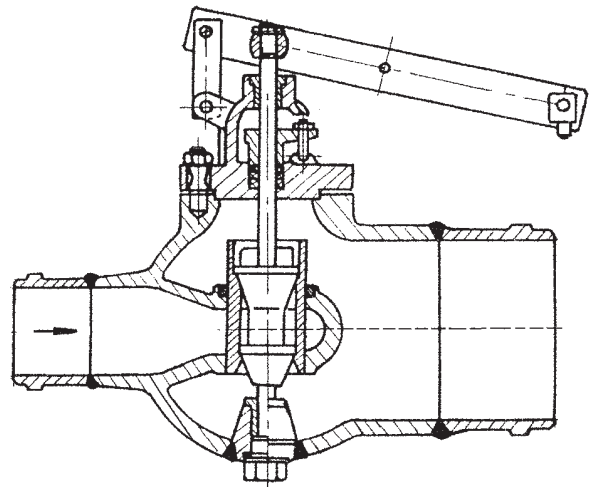
Obr. 8.6. Ventil G 45 125 540

8.2.1.2. Regulační ventily G41, G46

Jedná se podobně jako u ventilů G 45 o regulační ventily přímé v provedení přivařovacím i přírubovém ve velkém rozsahu jmenovitých světlostí a tlaků. Ventily řady G41, viz obr. 8.7, jsou jednosedlové, ventily G46, viz obr. 8.8, v dvousedlovém provedení, u větších světlostí jsou obě sedla nahrazena regulačním pouzdrem. Výhodou tohoto provedení je poměrně snadná výměna opotřebeného škrťacího orgánu, nevýhodou pak další potenciální zdroj vnitřní netěsnosti ventilu. Vzhledem k tomu, že oba typy ventilů mají rozšířený výstup, jsou ventily určeny pro regulaci průtoku par a plynů.



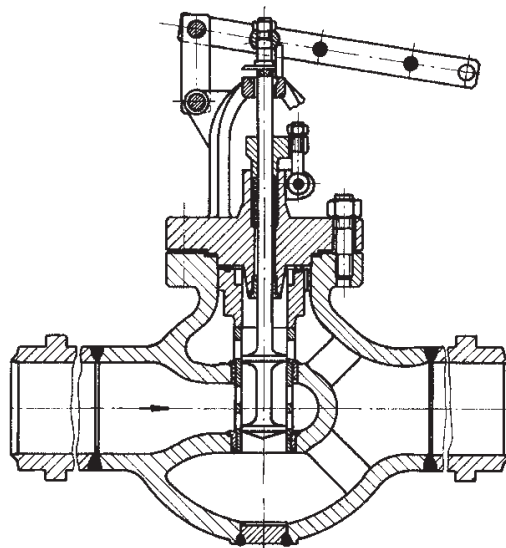
Obr. 8.7. Ventil G 41 115 2250



Obr. 8.8. Ventil G 46 125 5100

8.2.1.3. Regulační ventily G47

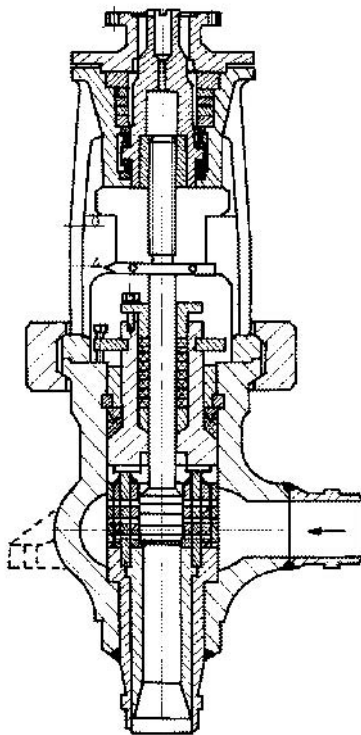
Obdobně jako výše uvedené typy ventilů, i zde se jedná o ventily v přímém provedení. Vzhledem k jejich určení jako regulačních ventilů napájecí vody pro parní kotle, jsou tyto ventily vyráběny ve vyšších tlakových třídách (PN 125 až 500). Další odlišností je typ škrťacího orgánu. U těchto ventilů je použito kuželky tzv. pístového typu a regulačního pouzdra s tvarovými výřezy, viz obr. 8.9. Tvarem a velikostí těchto výřezů je pak určena charakteristika a Kvs součinitel ventilu.



Obr. 8.9. Ventil G 47 125 5125

8.2.1.4. Regulační ventil G92

Tento ventil, viz obr. 8.10, byl navržen jako speciální armatura pro najíždění 200 MW bloků klasických elektráren. Regulační orgán je tvořen plunžrovou kuželkou, která v zavřeném stavu dosedá do sedla a ventil je tedy v uzavřeném stavu těsný. Při svém zdvihu pak postupně otvírá otvory ve speciálním regulačním pouzdře. Pouzdro svou konstrukcí tvoří čtyřstupňový regulační škrticí orgán, který díky geometrii svých otvorů umožňuje velice jemnou a přesnou regulaci. Ventil je navržen pro ovládání víceotáčkovým servopohonem s připojením F10 dle ISO 5210.



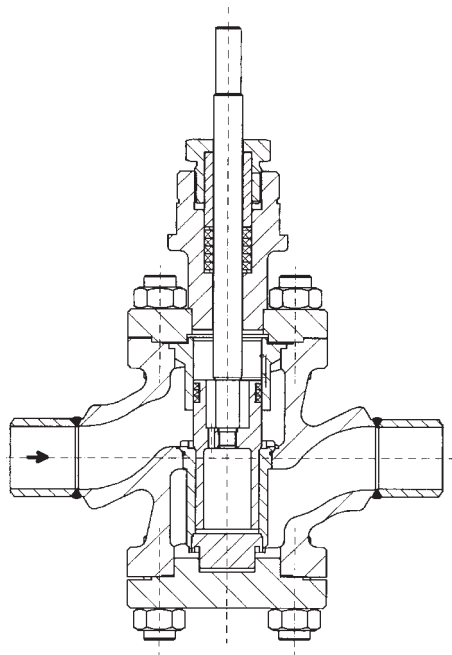
Obr. 8.10. Ventil G 92 225 2400

8.2.2. Ventily řady RV

Ventily konstrukční řady RV vznikly na základě záměru firmy LDM eliminovat většinu nedostatků výše popisovaných typů a reagovat tak na poptávku zákazníků po ventilech s vyšší životností, menší hlučností a schopností zpracovávat vyšší tlakové spády. Jejich společným rysem je, že jsou konstruovány pro připojení přímočarých pohonů a používají vícestupňové škrticí systémy, tvořené děrovanou kuželkou a jedno či vícenásobným děrovaným regulačním pouzdrem. Na každém stupni je tak možno zpracovávat tlakový spád až do 5 MPa (50 bar).

8.2.2.1. Regulační ventily RV 501

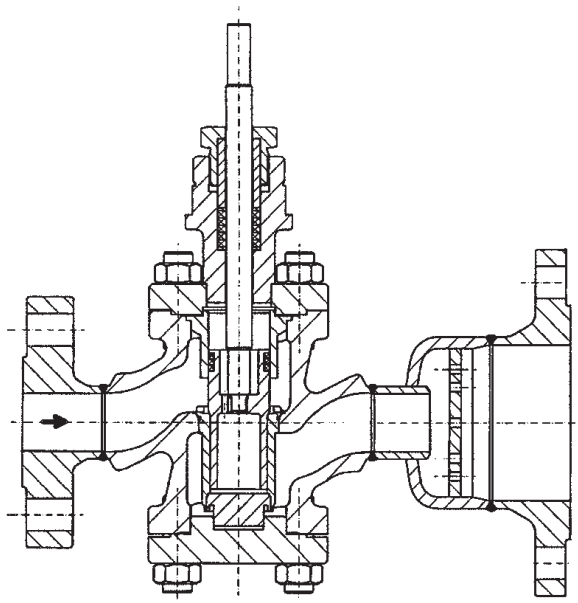
Regulační ventily RV 501, viz obr. 8.11, se dodávají v přímém provedení, tlakových třídách PN 16 až 160 a ve světlostech DN 15 až 150. Připojení ventilů je buď přírubové nebo přivařovací. Charakteristickým rysem těchto ventilů je tlakově odlehčená kuželka a možnost volby mezi jedno-, dvou- a třístupňovým škrticím systémem. Vzhledem k tomu, že rozměry vstupního i výstupního kanálu jsou shodné, je ventil určen především pro regulaci kapalin. Bez ohledu na tuto skutečnost je podle použitého materiálu základních částí možno používat tyto ventily až do teploty 550 °C.



Obr. 8.11. Ventil RV 501 EXX 4752

8.2.2.2. Regulační ventily RV 502, RS 502

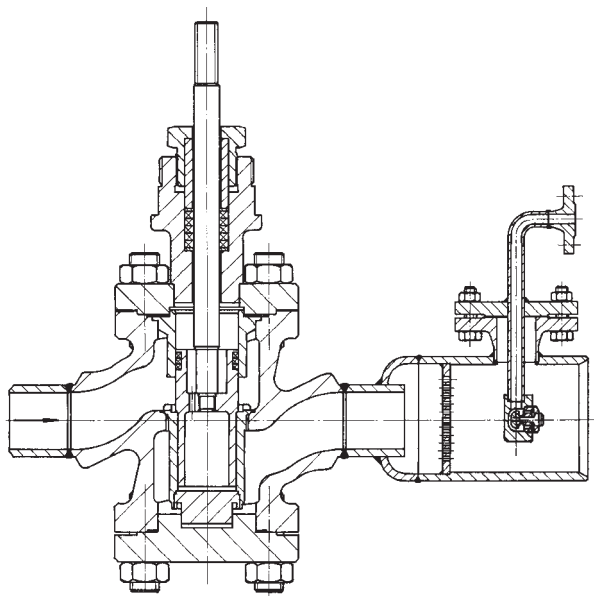
Jedná se o obdobu výše popsaných ventilů s tím rozdílem, že výstupní kanál ventilu RV 502 má zvětšené rozměry s rozsahem PN 160/100. Z tohoto důvodu je ventil vhodný především pro regulaci páry, viz obr. 8.12. Pro zvětšení tlakového spádu, který je ventil schopen zpracovat a pro snížení hluku ve výstupním potrubí je možno opatřit ventil na výstupu až třemi clonami.



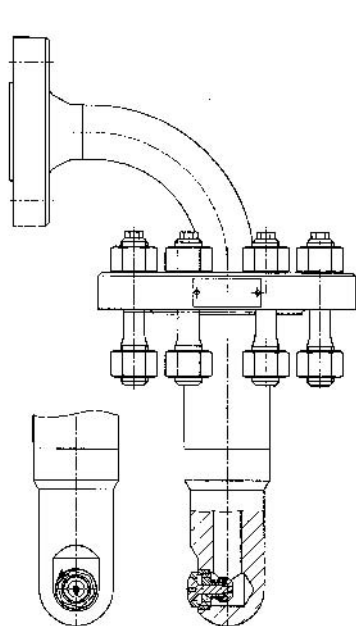
Obr. 8.12. Ventil RV 502 EXX 1152

Ventil, resp. redukční stanice RS 502, viz obr. 8.13, dále rozšiřuje použitelnost popisované konstrukční řady o aplikace, kde je současně s redukcí tlaku požadována i regulace teploty. Jedná se v podstatě o ventil RV 502, který je na výstupu opatřen připojovací přírubou pro montáž

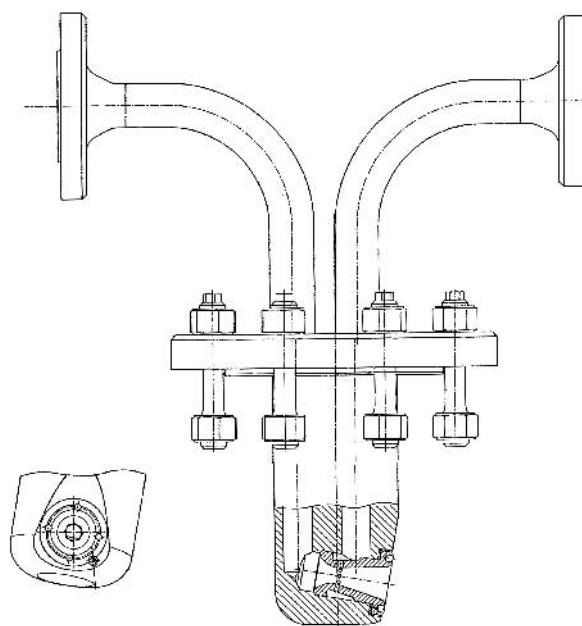
vstříkovací hlavy. V současné době firma LDM nabízí dva typy vstříkovacích hlav. Jedná se o vstříkovací hlavu, vybavenou jednou či více (max. třemi) mechanickými rozprašovacími tryskami, viz obr. 8.14 nebo o vstříkovací hlavu s Lavalovou tryskou, viz obr. 8.15, u níž se dokonalého rozprášení dosáhne pomocí kinetické energie hnací páry, expandující v trysce. Použití prvního typu hlavy je limitováno minimálním množstvím chladicí vody, při němž je dosaženo dokonalého rozprášení. v případě většího množství se pak používá hlava s více tryskami, které mají odstupňovaný otevírací přetlak, popřípadě se do potrubí umístí větší počet hlav. Ty je možno montovat i do samostatného úseku potrubí. Hlava parní se naopak používá tam, kde je potřeba dokonale rozpráshit malá množství chladicí vody a kde je zároveň k dispozici dostatečný tlakový spád mezi hnací a chlazenou párou. Dle typu zvoleného materiálu je možno hlavice používat pro chlazení páry až do teploty 550 °C.



Obr. 8.13. Ventil RS 502 EXX 4152



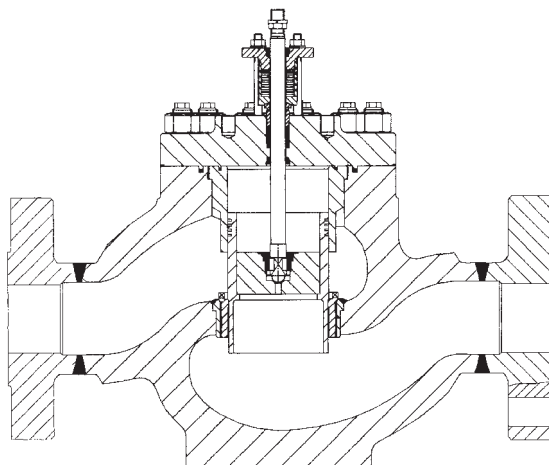
Obr. 8.14. Vstříkovací hlava (VH)



Obr. 8.15. Vstříkovací hlava parní (VHP)

8.2.2.3. Regulační ventily RV 701

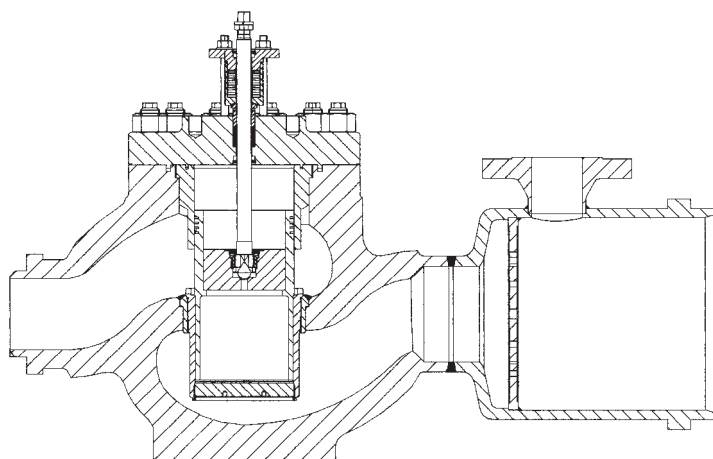
Regulační ventily RV 701, viz obr. 8.16, jsou ventily jednosedlové konstrukce s tlakově vyváženou kuželkou, vyráběné v přímém přivařovacím, popřípadě přímém přírubovém (hladká těsnící lišta) provedení. Vícestupňový škrťací systém (dle parametrů media a požadavků zákazníka se ventily dodávají se škrťacím systémem v jedno až třístupňovém provedení) je navržen s ohledem na co nejvyšší odolnost proti vzniku a účinkům kavitace a s ní souvisejícího hluku. V základním provedení jsou ventily dodávány s netěsností uzávěru ve třídě III dle ČSN EN 1349, v případě požadavku pak jako provedení se zvýšenou těsností ve třídě V zmíněné normy. Ventily jsou standardně dodávány s grafitovou ucpávkou typu "Live Loading" s centrálním svazkem talířových pružin. V současné době jsou ventily dodávány ve světlostech DN 25 až DN 250, v tlakových třídách PN 160, 250, 320 a 400. Materiály těles, tj. litá uhlíková ocel GP240GH (WN 1.0619) a litá legovaná ocel 13CrMo4-5 (WN 1.7357), event. GX 23CrMoV9-1 (WN 1.4931) pak umožňují použít těchto ventilů v rozsahu teplot -20 až +550° C. S ohledem na shodný rozměr vstupního a výstupního kanálu jsou ventily RV 701 určeny přednostně pro regulaci kapalin. Ventily jsou uzpůsobeny pro použití široké škály přímých táhlových servopohonů, jak v elektro-, tak i pneu- provedení.



Obr. 8.16. Ventil RV 701 v přírubovém provedení

8.2.2.4. Regulační ventily RV 702, RS 702

Regulační ventily RV 702, viz obr. 8.17, jsou variantou výše zmíněného typu, určenou pro regulaci průtoku páry a plynů. Tomu odpovídá rozšířený výstupní kanál, který lze navíc dimenzovat pro použití jedné až tří clon, což zvětšuje velikost tlakového spádu, který lze ve ventilu zpracovat. Tyto ventily se dodávají ve světlostech vstupního kanálu DN 25 (RV 702) nebo DN 50 (RS 702) až 250, přičemž výstupní kanály pak lze odstupňovat v rozsahu DN 25 (RV 702) nebo DN 100 (RS 702) až DN 600. Tlakovou třídu výstupního kanálu lze měnit v rozsahu PN 160 až PN 400, zatímco tlaková třída vstupního kanálu je v rozsahu PN 16 až PN 160.



Obr. 8.17. Ventil RS 702 v přivařovacím provedení

Ventil, resp. redukční stanice RS 702 rozšiřuje použitelnost popisované konstrukční řady o aplikace, kde je současně s redukcí tlaku požadována i regulace teploty. Jedná se v podstatě o ventil RV 702, který je na výstupu opatřen připojovací přírubou pro montáž vstříkovací hlavy. Vstříkovací hlavy jsou shodné s hlavami navrženými pro ventily řady RS 502.

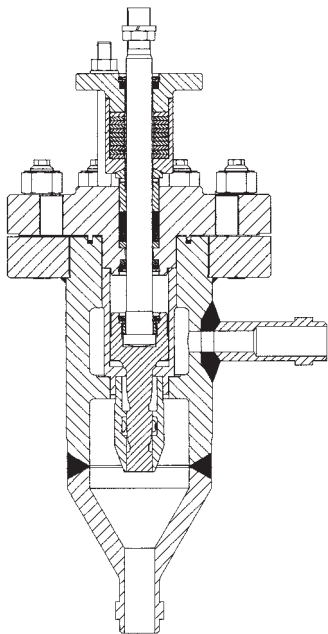
8.2.2.5. Regulační ventily RV 805, RV 806

Regulační ventily RV 805 (nárožní provedení, viz obr. 8.18) a RV 806 ("Z" provedení, viz obr. 8.19) vznikly jako následovník dříve vyráběných ventilů RV 803 a RV 804. Mají tedy naprosto identické určení - regulace množství chladicí vody (regulace vysokotlakých vstříků) a jsou vyráběny ve shodných tlakových a rozměrových třídách PN 160, 250 a 400 v přivařovacím provedení a ve světlostech DN 25, 40 a 50. Důvodem k rekonstrukci dříve vyráběných ventilů byl požadavek zákazníků na vyšší těsnost a životnost ucpávky zároveň ve spojení s větší odolností těles ventilů proti kavitaci.

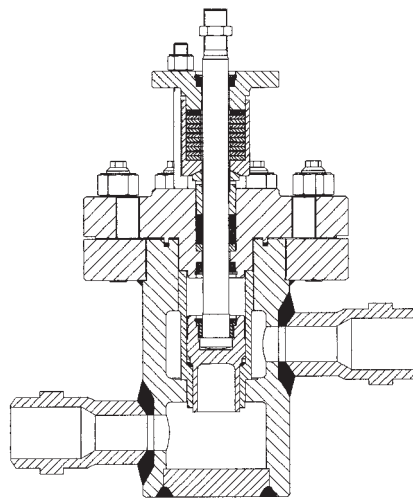
Tato řada ventilů je standardně dodávána s grafitovou ucpávkou typu "Live Loading" s centrálním svazkem talířových pružin. Tělesa jsou vyráběna z nerezové slitinové oceli X20CrMoV11-1 (WN 1.4922).

Regulační orgány tohoto ventilu byly navrhovány s ohledem na co možná nejpřesnější regulaci. Vzhledem k potřebě zpracovávat vysoké tlakové spády je ventil možno vybavit až čtyřstupňovým škrticím systémem, který umožňuje zpracovávat maximální tlakový spád na ventilu až 20 MPa, tj. 200 bar. Těsností uzávěru ventil splňuje podmínky třídy IV dle ČSN EN 1349.

Dle provedení a materiálu lze ventil používat do teplot až 550 °C.



Obr. 8.18. Ventil RV 805



Obr. 8.19. Ventil RV 806

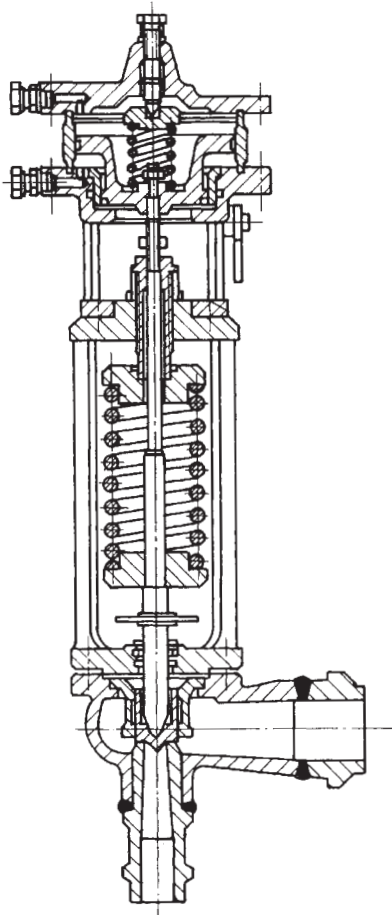
8.2.3. Pojišťovací ventily SiZ 1508

Samostatnou kapitolou jak v energetice, tak i ve výrobním programu firmy LDM jsou pojišťovací ventily.

Každé tlakové zařízení v energetice (elektrárenský kotel, parovody, nádrže napájecí vody apod.) musí být dle ČSN vybaveno příslušným pojistným zařízením. Tím jsou ve většině případů právě pojistné ventily. Na jejich funkci jsou kladeny požadavky na dokonalou těsnost až do okamžiku otevření, rychlé a samočinné otevření v případě překročení pracovního tlaku jistěného zařízení, tj. při dosažení hodnoty nastaveného otevíracího tlaku a rychlé a samočinné uzavření při poklesu tlaku na určenou hodnotu.

Splnění či lépe řečeno nesplnění těchto požadavků má za následek v lepším případě zhoršenou ekonomiku provozu celého zařízení, v případě horším pak odstavení nebo dokonce havárii tohoto zařízení. V průběhu doby docházelo k postupnému vývoji pojišťovacích ventilů, kde prvními typy byly tzv. závažové. Postupně se přešlo na ventily pružinové, které jsou v současné době nejvíce rozšířeným typem a pro nižší parametry v centralizovaném zásobování teplem a vytápění jsou zcela postačující.

Pro vysokotlaké kotle s velkým výkonem však bylo nutno výše uvedené ventily nahradit ventily s přidavným zatížením, které eliminují proporcionální otevírání jako je tomu u běžných pojišťovacích ventilů. Typem SiZ 1508, viz obr. 8.20, který představuje plnozdvižný pojišťovací ventil s přidavným zatížením ovládaný řídicím přístrojem SiZ 5320 (nebo novým typem RP 5330) se firma LDM zařadila mezi výrobce těchto technologicky náročných zařízení.



Obr. 8.20. Pojišťovací ventil SiZ 1508

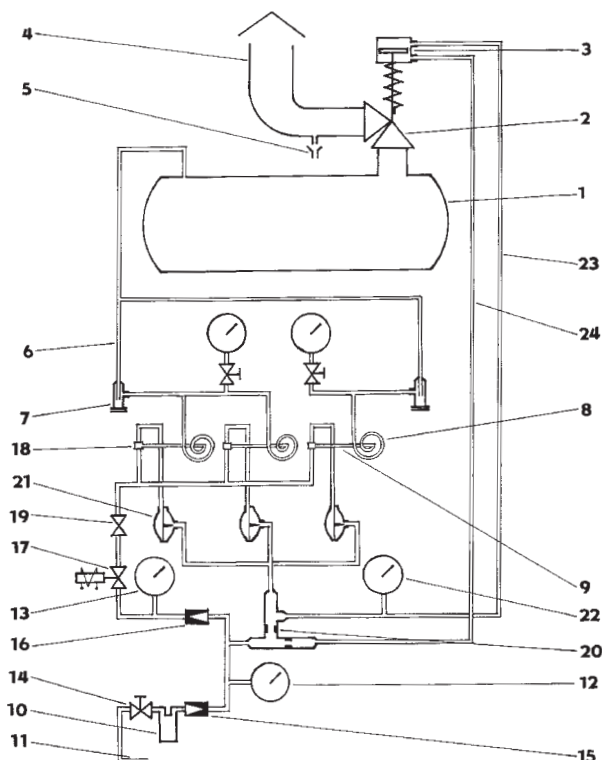
Celé zařízení se skládá z vlastního pojistného ventilu, řídicího přístroje, impulsního potrubí a zavzdušňovací soustavy. Vlastní konstrukce ventilu je prakticky shodná s konstrukcí běžného pružinového ventilu, ale navíc je zde vzduchový válec s diferenciálním pístem.

Činnost zařízení se dá velice stručně popsat následujícím způsobem: Při dosažení otevíracího přetlaku vypustí řídicí přístroj vzduch nad pístem vzduchového válce (tzv. zátěžný vzduch). Vlastní tlak média pak spolu s tlakem vzduchu pod pístem vzduchového válce (tzv. zdvihový vzduch) zvedne kuželku okamžitě na plný zdvih bez postupného otevírání. Při poklesu tlaku média pod hodnotu otevíracího přetlaku pak naopak zátěžný vzduch pomáhá ventil rychle a těsně zavřít. V případě výpadku energie či poruchy řídicího přístroje potom ventil pracuje jako klasický pružinový pojistný ventil. Tento nouzový režim práce však podstatnou měrou snižuje jeho životnost, resp. jeho těsnících ploch.

Výhodami tohoto typu pojistných ventilů je, že se vyznačují vysokou těsností a spolehlivostí, možností vyzkoušet funkci ventilu aniž by bylo nutno dosáhnout hodnoty otevíracího přetlaku (tzv. K-linie), vysokou přesností nastavení otevíracího přetlaku a krátkými reakčními časy, které zabraňují zbytečným ztrátám páry a přispívají tak k vysoké hospodárnosti provozu takto jištěného zařízení.

Ventily typu SiZ 1508 vyráběné v LDM Česká Třebová jsou zařazeny mezi uznanou výstroj parních kotlů ve smyslu vyhlášky ČSN 07 0620 a firma má na tyto ventily vystaveno "Osvědčení o schválení konstrukce" vydané IBP dne 24.6 1969 pod č.j.1699/0.50/69. Ventily jsou vyráběny ve světlostech DN 25/40 až 350/600 (světlost vstupního/výstupního hrdla), pro max. teplotu média 575 °C a otevírací přetlaky až 40 MPa (400 bar) v závislosti na světlosti a průměru sedla. Jsou dodávány v provedení přivařovacím, přírubovém nebo kombinovaném, tj. přivařovací vstup a přírubové připojení na výstupu.

Na obr. 8.21 je potom uvedeno funkční schéma pojišťovacího ventilu SiZ 1508 včetně jeho řídicího přístroje SiZ 5320, kde: 1 - jištěné zařízení, 2 - pojišťovací ventil, 3 - píst tlakovzdušného válce, 4 - výfukové potrubí, 5 - odvodnění, 6 - impulsní potrubí, 7 - lapač nečistot, 8 - šneková pera, 9 - řídicí clony, 10 - filtr, 11 - rozvod tlakového vzduchu, 12 - tlakoměr zdvihového vzduchu, 13 - tlakoměr řídicího vzduchu, 14 - uzavírací ventil, 15 - hlavní redukční ventil, 16 - redukční ventil řídicího vzduchu, 17 - elektromagnetický ventil, 18 - vzduchové trysky, 19 - uzavírací ventil řídicího vzduchu, 20 - škrťací místo zatěžovacího vzduchu, 21 - membránový ventil, 22 - tlakoměr zatěžovacího vzduchu, 23 - potrubí zatěžovacího vzduchu a 24 - potrubí zdvihového vzduchu.

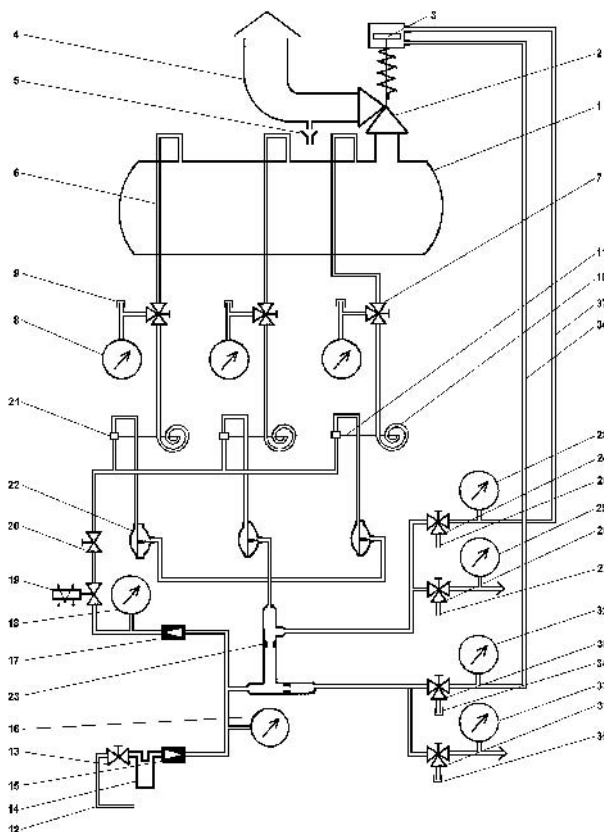


Obr. 8.21. Funkční schéma poj. ventilu SiZ 1508 a jeho řídicího přístroje SiZ 5320

S ohledem na stále se zvyšující požadavky na bezpečnost zařízení a ekonomiku provozu (včetně revizí zařízení, jejich seřizování a zkoušení) vyvstal ze strany zákazníků požadavek na seřizování hodnoty otevíracího přetlaku řídicího přístroje ještě před uvedením jištěného zařízení do provozu a na seřizování a zkoušení pojišťovacích ventilů za provozu, tzn. při provozním přetlaku. Z tohoto důvodu byl v LDM vyvinut nový typ řídicího přístroje, označeného RP 5330. Tento nový typ nejen že plně nahrazuje typ starý, ale navíc nabízí tři odběry tlaku jištěného zařízení (starší typ pouze dva), možnost výše uvedeného seřizování otevíracího přetlaku jak řídicího přístroje, tak i pojišťovacích ventilů, pro každý ventil oddělenou zavzdušňovací soustavu, již zabudovanou v řídicím přístroji a blokování provozu přístroje při zavřeném impulsním potrubí. Při zachování shodnosti všech hlavních prvků (s ohledem na jejich zaměnitelnost a především pro jejich mnohaletý provoz s prokázanou spolehlivostí) pak nový řídicí přístroj umožňuje nasazení v prostředí s vyšší teplotou (trvale 60 °C, po dobu 1 hodiny pak 100 °C oproti 50 °C u původního přístroje).

Funkční schéma pojišťovacího ventilu SiZ 1508 a jeho nového řídicího přístroje RP 5330 je uvedeno na obr. 8.22, kde 1 - jištěné zařízení, 2 - pojišťovací ventil, 3 - píst tlakovzdušného válce, 4 - výfukové potrubí, 5 - odvodnění, 6 - impulsní potrubí, 7 - třicestný uzavírací ventil, 8 - tlakoměr impulsu, 10 - šneková pera, 11 - řídicí clony, 12 - tlakovzdušná síť, 13 - uzavírací ventil, 14 - filtr, 15 - hlavní redukční ventil (6 až 4 bar), 16 - tlakoměr, 17 - redukční ventil řídicího vzduchu (4 až 0,6 bar), 18 - tlakoměr řídicího vzduchu, 19 - magnetovenil, 20 - uzavírací kohout, 21 - vzduchové trysky, 22 - membránové ventily, 23 - škrťací clona zatěžovacího vzduchu, 24 - třicestný uzavírací ventil zatěžovacího vzduchu (1. pojišťovací ventil), 25 - třicestný uzavírací ventil zatěžovacího vzduchu (2. pojišťovací ventil), 26 - vypouštění zatěžovacího vzduchu (1.

pojišťovací ventil), 27 - vypouštění zatěžovacího vzduchu (2. pojišťovací ventil), 28 - tlakoměr zatěžovacího vzduchu (1. pojišťovací ventil), 29 - tlakoměr zatěžovacího vzduchu (2. pojišťovací ventil), 30 - třícestný uzavírací ventil zdvihového vzduchu (1. pojišťovací ventil), 31 - třícestný uzavírací ventil zdvihového vzduchu (2. pojišťovací ventil), 32 - tlakoměr zdvihového vzduchu (1. pojišťovací ventil), 33 - tlakoměr zdvihového vzduchu (2. pojišťovací ventil), 34 - připojení vnějšího zdroje zdvihového vzduchu (1. pojišťovací ventil), 35 - připojení vnějšího zdroje zdvihového vzduchu (2. pojišťovací ventil), 36 - potrubí zdvihového vzduchu, 37 - potrubí zatěžovacího vzduchu

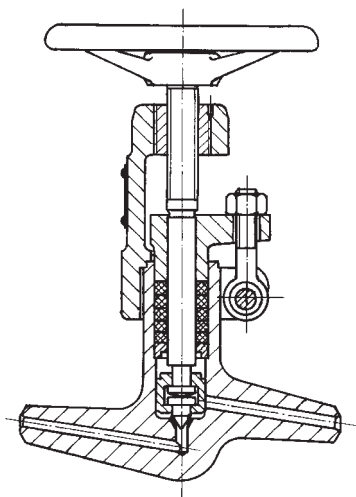


Obr. 8.22. Funkční schéma poj. ventilu SiZ 1508 a jeho řídicího přístroje RP 5330

8.2.4. Uzavírací ventily V46

Dalším výrobkem, který poněkud vybočuje z výrobního programu firmy LDM, jsou uzavírací ventily typu V46, viz obr. 8.23. Jedná se o vysokotlaké uzavírací ventily v tlakové třídě PN 400, které jsou vyráběny ve světlostech DN 6 a 10. Vzhledem k tomu, že se jich v převážné míře používá jako uzávěrů potrubí pro odběr vzorků kondenzátu, jsou běžně označovány jako vzorkovací ventily.

Těleso ventilu je zápusťkový výkovek z korozivzdorné nebo legované oceli s vrtaným vstupním a výstupním kanálem. Sedlo i kuželka jsou opatřeny návarem z tvrdokovu, což zaručuje vysokou spolehlivost a dlouhou životnost ventilu. Ventily se ovládají ručním kolem.



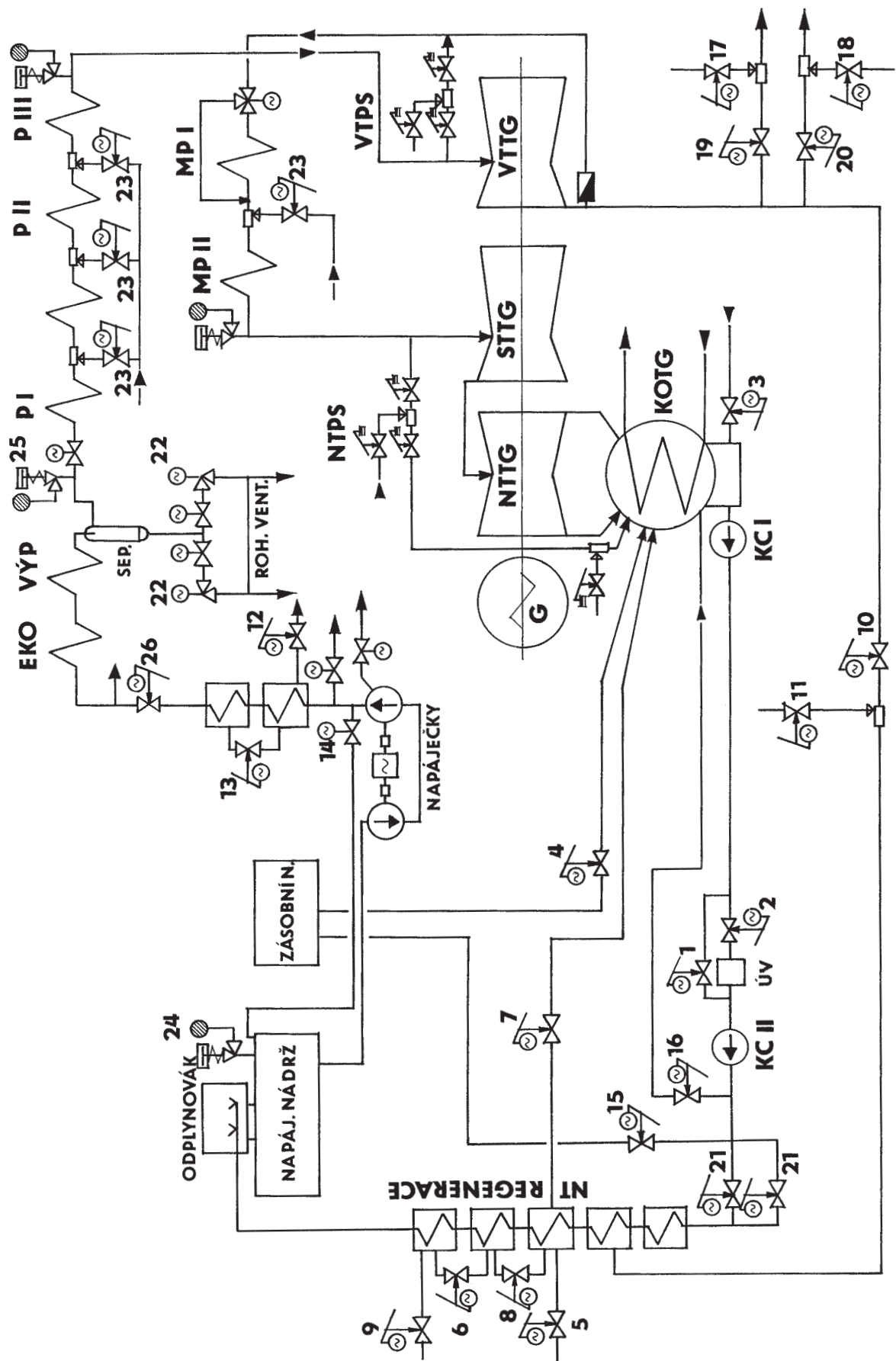
Obr. 8.23. Uzavírací ventil V46 121 3400

8.3. Umístění ventilů LDM na bloku uhelné elektrárny

Na zjednodušeném schématu 200 MW výrobního bloku tepelné elektrárny, viz obr. 8.24, je názorná demonstrace praktického použití ventilů LDM pro energetiku. V následující tabulce, viz tab. 8.2, je potom legenda k pozicím na obr. 8.24.

Pozice	Typ	DN	Použití
1	G 45 115 516	300	Ochoz BÚK
2	G 45 115 516	300	Ochoz SF
3	G 40 115 540 / RV 220	100	Demi voda do kondenzátoru
4	G 45 115 540	200	Doplňování kondenzátoru ze ZN
5	G 40 115 540 / RV 220	150	Recirkulace PČ
6	G 40 115 540 / RV 220	100	Kondenzát z NTO5 do NTO4
7	G 45 115 540	200	Kondenzát z NTO3 do kondenzátoru
8	G 40 115 540 / RV 220	150	Kondenzát z NTO4 do NTO3
9	G 40 115 540 / RV 220	150	Kondenzát z NTO5 do EPK
10	G 45 115 540	300	RS páry na POV
11	G 40 115 540 / RV 220 / RV 501	15	Vstřík chladicí vody RS POV
12	G 40 115 540 / RV 220	100	Kondenzát z VTO1 do EPK
13	G 45 115 5100 / RV 501	100	Kondenzát z VTO2 do VTO1
14	G 40 115 540 / RV 220 / RV 501	150	Kondenzát z VTO1 do NNV
15	G 40 115 540 / RV 220	100	Doplňování ZN
16	G 40 115 540	200	Ochoz KC II
17	G 40 115 540 / RV 220 / RV 501	25	Vstřík RCHS
18	G 40 115 540 / RV 220 / RV 501	15	Vstřík malé RCHS
19	G 46 125 5100	200 / 300	RCHS
20	G 46 125 5100	100 / 200	RCHS malá
21	G 45 125 540	300	Regulace hladiny NNV
22	G 92 225 2400	150	Najížděcí ventil
23	RV 803 E 4253	50	Vstřík VT a ST přehřívák
24	IPV SiZ 1508	300 / 50	NNV
25	IPV SiZ 1508	50 / 80	VT okruh, výparník
26	G 47 125 2500	300	Napájecí ventil

Tab. 8.2. Legenda zařízení 200 MW bloku



Obr. 8.24. Použití ventilů LDM na elektrárenském bloku 200 MW

8.4. Armatury pro jadernou energetiku

8.4.1. Požadavky na armatury

Co se funkce týče, není podstatného rozdílu mezi armaturou pracující v klasické a jaderné energetice. Rozdíl je však v pracovním médiu, ale hlavně v požadavcích na životnost a spolehlivost. Obecně musí armatura pro použití v jaderné energetice splňovat následující požadavky:

- dokonalá pevnost a nepropustnost vůči vnějšímu okolí
- životnost (u tělesa běžně až 30 let) včetně životnosti únavové
- korozní odolnost vůči pracovní látce a okolnímu prostředí
- vhodný a spolehlivý pohon
- seizmická odolnost

Z tohoto důvodu podléhá konstrukce ventilů pro jadernou energetiku řadě místních a mezinárodních předpisů, které na základě pracovní látky a jejich parametrů a na základě umístění příslušné armatury v elektrárně rozdělují armatury do tříd a pro příslušné třídy v první řadě určují:

- typ použitého materiálu (jedná se různé druhy ocelí přesně určeného chemického složení a -mechanických vlastností)
- typ ucpávky (grafit, čistý grafit, PTFE, vlnovec)
- materiál těsnění (grafit, čistý grafit, PTFE, hřebenová těsnění)
- přípojovací rozměry a způsob připojení (téměř výlučně přivařovací provedení)
- parametry zatížení pro pevnostní výpočty

V případě dodávky armatur pro jaderné elektrárny je pak třeba splnit kromě základních technických požadavků na tyto armatury, jako jsou VTP-87/91 (Všeobecné technické požadavky pro speciální armatury jaderných elektráren se změnami ze dne 9.11.1991), další technické, organizační a bezpečnostní požadavky vyplývající z jednotlivých národních předpisů a zákonných ustanovení:

- Vyhláška 76/Sb. Českého úřadu bezpečnosti práce vydaná dne 19.6.1989 o zajištění bezpečnosti technických zařízení v jaderné energetice
- Vyhláška 214/Sb. Státního úřadu pro jadernou bezpečnost vydaná dne 15.8.1997 o zabezpečování jakosti vybraných zařízení
- VTP-87 Všeobecné technické požadavky pro speciální armatury jaderných elektráren se změnami ze dne 9.11.1991

8.4.2. Požadavky na konstrukci

Pro splnění všech požadavků, kladených na armaturu pro jadernou energetiku a vyplývajících z výše uvedených dokumentů, je nutno již ve fázi konstrukce posoudit všechny možné kombinace provozních i havarijních podmínek. Pomocí výpočetní techniky a schválených programů jsou pak prováděny výpočty pevnosti / napětí a životnosti armatur pro předepsané stavy (normální provoz, havárie typu LOCA, maximální projektové zemětřesení a také jejich kombinace).

8.4.3. Požadavky na výrobu

Z nároků kladených na vlastní armatury vyplývá i řada požadavků na samotného výrobce příslušné armatury. Obecně platí, že výrobce včetně dodavatelů polotovarů pro výrobu vybraných částí armatury musí být držitelem příslušného oprávnění pro tuto výrobu. Výroba pak musí probíhat dle dokumentace schválené příslušným orgánem státního dozoru nad jadernou

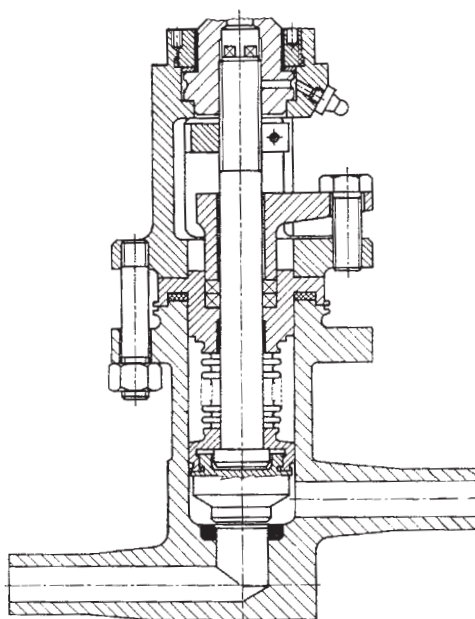
bezpečností a během výroby probíhá přejímka vybraných částí, po ukončení výroby pak zkouška a přejímka příslušné armatury. Výsledky všech předepsaných zkoušek musí být uvedeny v průvodní dokumentaci, tzv. pasportu armatury.

8.4.4. Typy ventilů pro jadernou energetiku

Na jaderných elektrárnách je nasazena většina z typů ventilů uvedených v předchozí části příspěvku. Jedná se však o materiálové modifikace, upravené podle příslušných předpisů, které byly vyráběny podle zvláštních předem odsouhlasených technických podmínek a za dozoru a přejímky příslušných orgánů nebo odběratele. Přesto bychom však rádi vyzdvihli dvě armatury, které jsou na jaderných elektrárnách nasazeny v sériích čítajících desítky, resp. stovky kusů. Jedná se o pojišťovací ventily typu SiZ 1508 a uzavírací ventily typu A 10. V současné době se však na jaderných elektrárnách objevují i další řady ventilů z produkce LDM, především ventily řady RV 5xx, RV 7xx, RV 2xx, již zmíněné pojišťovací ventily a některé typy z řady G.

8.4.4.1. Uzavírací ventil A 10

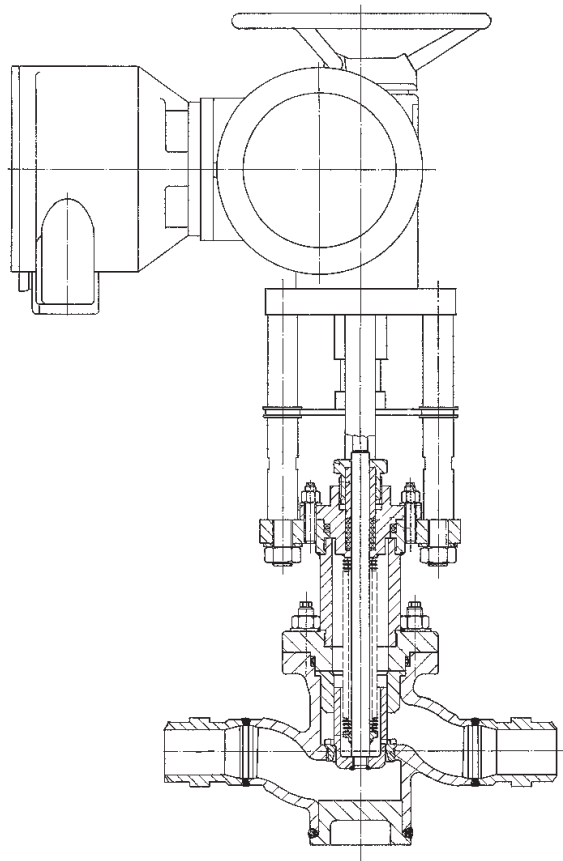
U ventilu A 10, viz obr. 8.25, se jedná prakticky o obdobu ventilu V46 pro jadernou energetiku. Od svého vzoru se liší především použitým materiálem, typem ucpávky (víceplášťový vlnovec doplněný o bezpečnostní ucpávku z grafitové šňůry), parametry (PN 40 až 200, DN 10) a variantní volbou pohonu (ruční pohon, el. pohon Limitorque popř. dálkový pohon pomocí kloubového hřídele). Také tento ventil slouží k uzavírání potrubí odběru vzorků.



Obr. 8.25. Uzavírací ventil A 10 82 10 200/300 - 10

8.4.4.2. Regulační ventily RV 501 NA

Tento ventily představují modifikaci ventilu RV 501 pro dodávky na jaderné elektrárny. Regulační ventily jsou v přímém provedení, tlakových třídách dle VTP 87 a ve světlostech DN 15 až 150, viz obr. 8.26. Hlavní odlišností oproti základnímu typu je použití speciálních ocelí a v případě ucpávek čistého grafitu (tzv. jaderná kvalita). Na přání se tyto ventily dodávají také s vlnovcovou ucpávkou.



Obr. 8.26. Ventil RV 501 NA

9. POHONY REGULAČNÍCH VENTILŮ

Nedílnou součástí regulačního ventilu je jeho pohon. Stejnou měrou, jakou se zvyšují požadavky na přesnost, rychlost a spolehlivost regulačních ventilů, rostou i nároky na jejich pohony. Dnešní pohony regulačních armatur už jen velmi zřídka vystačí s třibodovým řízením, naopak je stále více vyžadována spojitá regulace s přesným definováním polohy ventilu. Nemały význam má i havarijní funkce pohonu, která umožňuje podle zapojení přestavit při výpadku energie ventil do žádané polohy, zpravidla do polohy zavřeno.

9.1. Základní rozdělení pohonů armatur

Pohony armatur je v zásadě možno rozdělit na základě různých hledisek do několika následujících kategorií.

- pohony elektrické, kde součástí pohonu je přímo elektromotor. Ten může být jak stejnosměrný (24 V), tak i střídavý v jedno- nebo třífázovém provedení. Elektrické pohony se pro regulační ventily dodávají nejčastěji v provedení přímém, kdy je převod mezi rotačním pohybem elektromotoru a přímým pohybem táhla ventilu již zabudován do pohonu, v provedení víceotáčkovém, kde je nutno mezi pohon a ventil zařadit ještě lineární jednotku nebo vytvořit pohybový závit na táhle ventilu a spoluzabírající matici pak vytvořit v pohonu nebo na speciálním třmenu ve víku ventilu a nebo v provedení jedno- či pouze čtvrtotáčkovém. Posledně jmenovanému provedení odpovídají pohony pákové. Pohony mohou být vybaveny širokou řadou signalizačních a koncových vypínačů, momentových (či silových) vypínačů, vysílačů polohy a dalšího příslušenství. Výhodou elektrických servomotorů je možnost napájení z běžné sítě, možnost pracovat v různé poloze a vybavení pohonu ručním ovládním, široká nabídka příslušenství, možnost práce ve spojitém (regulační smyčce) či nespojitém režimu řízení a vysoká přesnost regulace. U víceotáčkových pohonů pak také možnost realizace prakticky "neomezeného" zdvihu. Nevýhodou je vyšší cena, poměrně vysoká složitost pohonu a mnohdy i značná hmotnost. Další nevýhodou je nevhodnost těchto pohonů pro práci ve výbušném prostředí. To je sice v řadě případů eliminováno možností použití pohonu v tzv. Ex provedení, které je však opět vykoupeno vyšší cenou. Pohony menších velikostí (a výkonů) nemají unifikované připojení, větší pohony jsou dnes takřka výlučně dodávány s připojovací přírubou dle ISO 5210, což umožňuje použít pro jeden ventil řady pohonů různých typů a výrobců.
- pohony pneumatické, kde je pohon tvořen vzduchovým válcem s pístem a membránou. V jednom směru je ventil tlačěn svazkem pružin, zatímco v druhém směru je pohyb zaručen měnicím se tlakem vzduchu. Jak vyplývá již z principu funkce, jedná se o pohony přímé. Výhodou pneupohonu je jeho poměrná jednoduchost, nízká hmotnost a cena. Nezanedbatelnou výhodou je také jeho havarijní funkce, kterou je možno velice snadno reverzovat prostým otočením pohonu a jeho vhodnost do prostředí s nebezpečím výbuchu. Nevýhodou je náročnost na čistotu ovládacího média a jeho rozvodu a z toho vyplývající omezení parametrů prostředí, v nichž pohon může pracovat (kondenzace a namrzání v vlhkosti v ovládacím vzduchu). Další nevýhodou je poměrně nízká osová síla a také omezený zdvih pohonu. Otázka zvětšení osové síly se řeší tzv. "tandemovým" nebo dokonce trojnásobným sériovým řazením pohonu, popřípadě zvětšováním plochy pístu. Obě tato opatření však značně zvyšují jak hmotnost, tak i cenu pohonu. Další nevýhodou vzhledem k chybějící přímé mechanické vazbě je pak poměrná měkkost pohonu (zdvih pohonu je značnou měrou ovlivněn skutečnými silovými poměry na ventilu). Tento jev lze eliminovat tzv. pozicionerem.
- pohony hydraulické, které pracují buď na stejném principu jako výše popsané ventily pneumatické, nebo na principu pístu, který je zatěžován kapalinou střídavě z obou stran. Vzhledem k tomu, že firma LDM těchto pohonů nepoužívá, nebude jim dále věnována pozornost.

- pohony elektrohydraulické, které jsou tvořeny hydraulickým válcem a vlastním elektrickým čerpadlem a spojují tak přednosti elektrických a hydraulických pohonů, tj. jednoduché napájení, jednoduchá konstrukce, snadno realizovatelná havarijní funkce. Nevýhodou je však jejich malá závěrná síla, daná silou vnitřní pružiny.

9.2. Pohony pro ventily LDM

Jednotlivé typy budou podrobněji popsány na vzorových případech pohonů, nicméně pro informaci čtenáře je v tab. 9.1. uveden stručný přehled pohonů, které firma LDM používá.

Výrobce	Označení pohonu	Typ	Typ ventilu
LDM	ANT5	E	RV 111
	ANT11	E	RV 122
	ANT40	E	RV 2xx, Rv10x, RV 113
ZPA Nová Paka	PIKO 52465	E	RV 102, 103
	Zepadyn 670	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
	MIKRO 655	E	RV 102, 103
	MIDI 660	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
Ekorex	PTE 1	E	RV 102, 103
	PTN 1	E	RV 102, 103
	PTN 2	E	RV 102, 103, RV 2x0, 2x2, 2x4
	PTN 6	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
	PPN 2	E	KK
SPA Praha	5222	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	52661	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
ZPA Pečky	Modact MTN	E	RV 2x0, 2x4
	Modact MTN Control	E	RV 2x0, 2x4, 50x, 70x, 80x
	Modact MPS	E	G 40, 41, 45, 46, 47
	Modact MPS Control	E	G 40, 41, 45, 46, 47
	Modact MPR Variant	E	G 40, 41, 45, 46, 47
	Modact MO	E	G 92
	Modact MO Control	E	G 92
	Modact MOP	E	RV 50x, RS 50x, RV 70x, RS 70x, RV 80x
	Modact MOP Control	E	RV 50x, RS 50x, RV 70x, RS 70x, RV 80x
ZPA Křížik Prešov (Regada)	Isomact ST 0, ST 0.1	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
	Isomact ST1 - Ex	E	RV 2x0, 2x2
	Isomact St2, STR2	E	RV 2xx, RV 50x, RS 50x, RV 70x, RS 70x
	Modact MTR	E	RV 2x0, 2x4, 50x, 70x
Siemens (Landis & Staefa)	SQX 32, 62, 82	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x5
	SSC 31, 61, 81	E	RV 111
	SQS 65.5	E	RV 111
	SQS 35	E	RV 111
	SKD 32, 82, 60, 62	EH	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
	SKB 32, 82, 60, 62	EH	RV 2x1, 2x3, 2x5
	SKC 32, 82, 60, 62	EH	RV 2x1, 2x3, 2x5
Johnson Controls	VA 77xx	E	RV 102, 103
	VA 7810	E	RV 102, 103, RV 2x0, 2x4
	RA 3000	E	RV 2x0, 2x1, 2x2, 2x4
	FA 1000	E	RV 2x1, 2x4
	FA 2000	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
	FA 3300	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	PA 2xxx-3xxx	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	MP8xxxxx20	E	RV 2x1, 2x4
Honeywell	ML 642	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x5
	ML 742	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x5
	M 642	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
	M 742	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
	Series 2000	P	RV 2x0, 50x, 70x, 80x, SRV
Belimo	NV	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
Schiebel	rAB3/Actumatic	E	RV 2x0, 2x4, 50x
	rAB5/Actumatic	E	RV 50x, 80x
	rAB8/Actumatic	E	RV 80x

Auma	SA (R;Ex) 07.1	E	RV/UV 2xx
	SA (R;Ex) 07.5	E	RV 50x, RS 502, RV 70x, RS 702, RV 80x, RV 2xx
	SA (R;Ex) 10.1	E	RV 2x0, 2x4, 50x, 70x, 80x, RS 502, RS 702
EGM - Drehmo	D(MI)30	E	UV 2x0
	D(MI;R)30	E	RV 2x0, 2x4
Rotork	IQM7, ExIQM7	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
Foxboro	PA 252	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	PB 502, PB 700, PB 1500	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
Fisher - Rosemount	3024S, 657 a 667	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	System 9000	P	RV 2x0, 2x2, 2x4

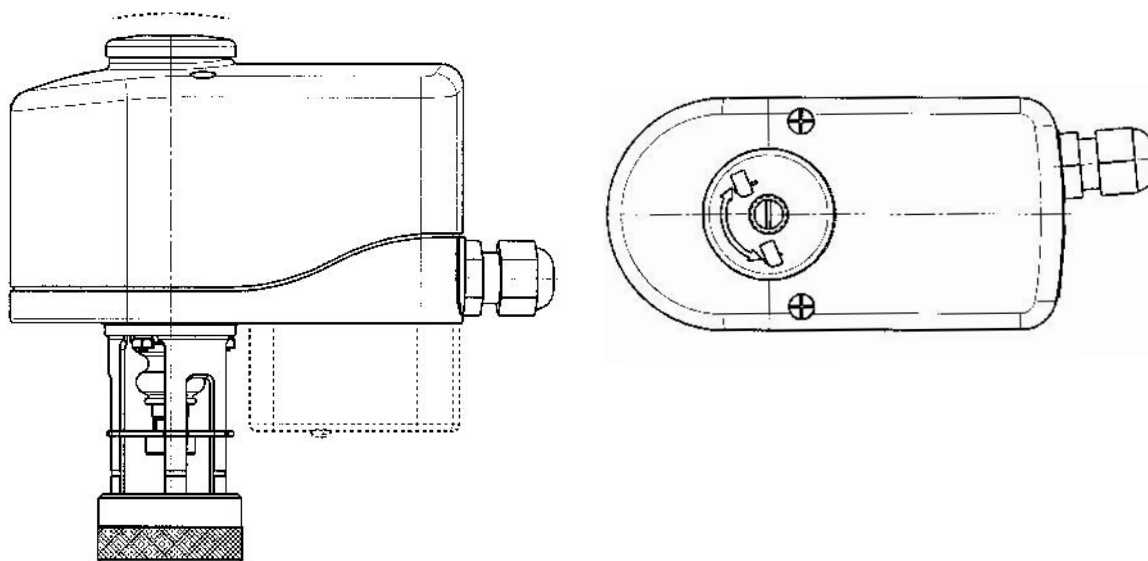
Tab. 9.1. Přehled pohonů ventilů používaných LDM

V tab. 9.1 znamenají zkratky u typu pohonu následující: E - elektromechanický, EH - elektrohydraulický a P - pneumatický. Za zmínku ještě stojí, že některé dodávané pohony (některé typy Landis & Staefa a Belimo) jsou v tzv. OEM provedení LDM, tj. odlišují se barevným provedením a značením (logo LDM).

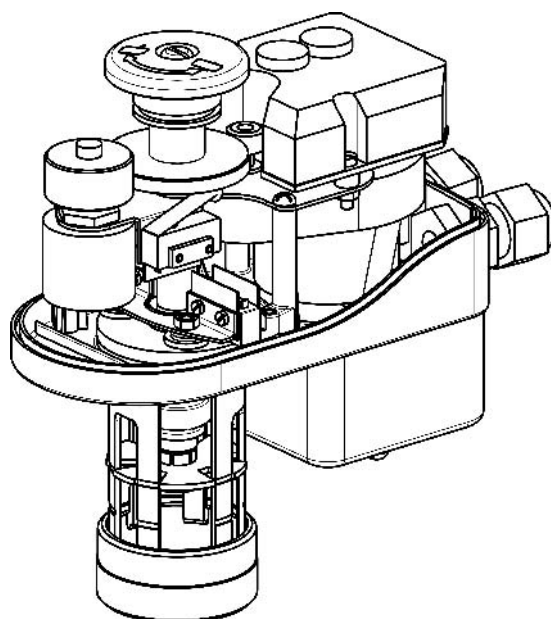
9.3. Elektrické pohony přímočaré

Ve firmě LDM patří elektrické pohony mezi nejpoužívanější ovládání regulačních a uzavíracích armatur.

K těmto pohonům také patří zatím jediné vlastní produkty LDM v oblasti pohonů, typy ANT5 a ANT11. Jedná se o přímočaré tlačné pohony, určené pro ovládání ventilů vybavených zpětnou pružinou (RV 111, RV 122). Připojení na ventil zajišťuje nulovou vůli mezi táhlem ventilu a vřetenem pohonu a tím je dána dokonalá regulační schopnost i při minimálních změnách polohy. Pohony jsou tzv. samoadaptivní, krajní polohy jsou omezeny vlastním zdvihem ventilu a pohon nevyžaduje na ventilu žádné seřizování. Mohou být ovládány 3-bodově, nebo spojitým napěťovým či proudovým signálem. Verze označená S obsahuje elektronicky řízenou nouzovou funkci, zajišťující přestavení pohonu do zvolené polohy při výpadku napájecího napětí. Zdrojem energie pro zajištění nouzové funkce jsou vestavěné NiMH akumulátory. Volitelným příslušenstvím 3-bodově ovládaných verzí pohonů je odporový vysílač polohy. Tyto pohony jsou v základní výbavě vybaveny ručním kolečkem pro nouzové ovládání.

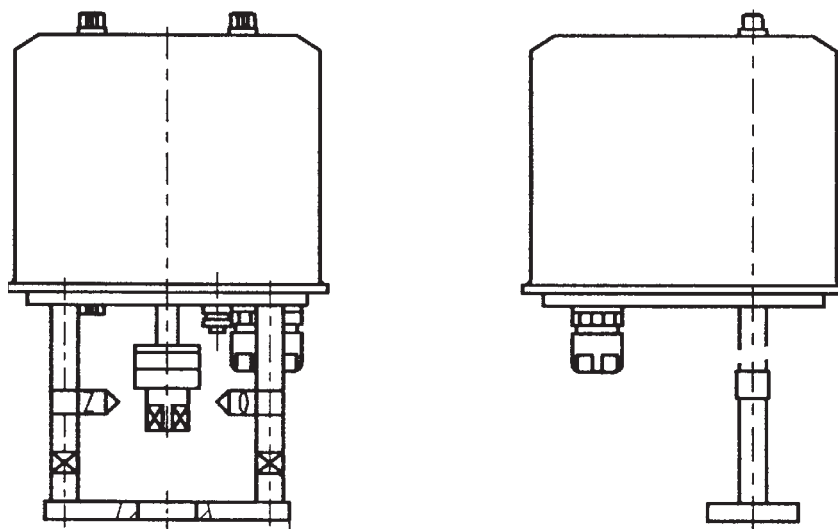


Obr. 9.1. Elektrický pohon ANT - náčrt



Obr. 9.2. Elektrický pohon ANT 11 - vnitřní uspořádání

Jako typického představitele jednoduššího a levnějšího přímočarého táhlového pohonu pro armatury menších světlostí jsme vybrali elektrický pohon PTN, jehož rozměrový náčrt je uveden na obr. 9.3, s konstantní ovládací rychlostí.



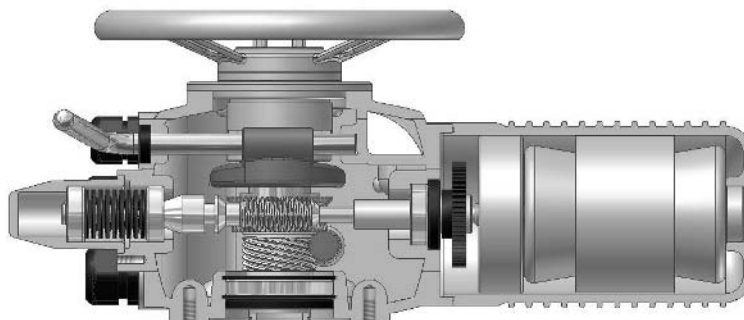
Obr. 9.3. Elektrický pohon PTN - náčrt

Základem je asynchronní motorek a samosvorná převodovka, která převádí otočný pohyb na posuvný. Výstupní táhlo pohonu je ukončeno spojkou pro spojení pohonu a ventilu. Pohon je napájen 220 V nebo 24 V a je řízen třibodově. Dále je vybaven momentovými vypínači, koncovým polohovým vypínačem, signalizačními vypínači, ukazatelem polohy, ručním ovládním, tepelnou pojistkou elektromotoru a topným odporem. Dále může být pohon vybaven vysílačem polohy s nastavitelným zdvihem dle zdvihu ventilu. Ten může být doplněn převodníkem s proudovým signálem 4-20 mA pro dvou vodičové zapojení do měřicí smyčky (napájení přímo z měřeného signálu). Další možnosti elektrického výstupu, tj. 0-20 mA, 4-20 mA a 0-10 V musí mít samostatné napájení 24 V AC galvanicky oddělené od výstupu.

Pohon lze použít při teplotách od -20 °C do +60 °C a relativní vlhkostí okolního prostředí 5-100% s kondenzací. Pracovní poloha je libovolná, ale nedoporučuje se umístění pod ovládané zařízení.

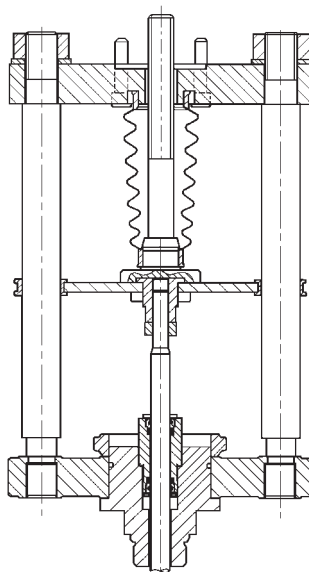
9.4. Elektrické pohony víceotáčkové

Pro dodávky na náročnější aplikace v energetice a vytápění jsou ventily LDM kompletovány s elektrickými pohony zahraničních výrobců. Tyto pohony se prezentují vysokým komfortem ovládání, kvalitou a spolehlivostí. Jako zástupce této řady byl vybrán elektrický pohon Schiebel, jehož vnitřní uspořádání je uvedeno na obr 9.4.



Obr. 9.4. Vnitřní uspořádání elektrického pohonu Schiebel

Pohony lze rozdělit dle velikosti a rozsahu kroutícího momentu a typu pohybu na víceotáčkové, čtvrtotáčkové a přímočaré. Na armatury LDM se nejvíce používá pohon otočný s rozsahem kroutícího momentu 10-30 Nm. Otočný pohyb se převádí na posuvný pomocí lineární jednotky konstrukce LDM, viz obr. 9.5, která je přizpůsobena pro připojení pohonů dle ISO 5210.



Obr. 9.5. Lineární jednotka konstrukce LDM

Základem pohonu je třífázový asynchronní motor s napájecím napětím 3 x 400 / 230 V, nebo jednofázový motor 230 V a šneková převodovka. Toto základní provedení je vybaveno momentovými vypínači, signalizací polohy a tepelnou ochranou motoru. Řízení je třífázové. Dále je možné standardní provedení vybavit odporovým potenciometrem nebo elektronickým vysílačem.

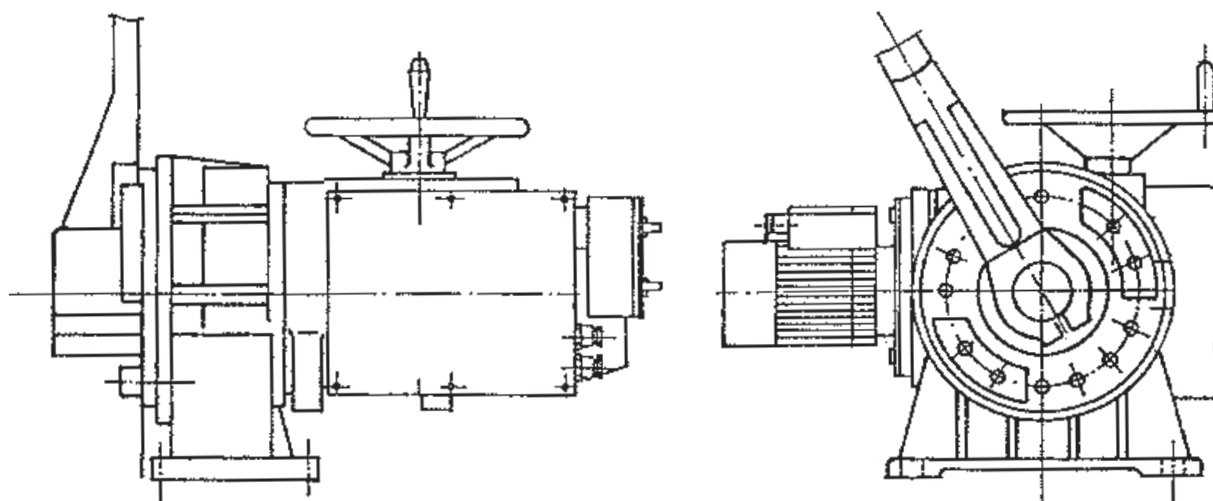
Pohon Schiebel Actumatic se skládá z standardního provedení a parametrovatelného řízení pohonu Actumatic, které zahrnuje kompletní řízení motoru, zpracování regulačních povelů a hlášení do dozorny. Řízení Actumatic obsahuje externí řídicí povel, signalizační relé, kontrolu

sledu fází (zabraňuje nabíjení trojfázového motoru při špatném sledu fází), regulátor polohy (zajišťuje, aby skutečná hodnota a tím pozice pohonu sledovala požadovanou hodnotu 0(4)-20 mA), nastavení diference spínání, elektromagnetickou snášenlivost a diagnostiku stavu pohonu, popř. poruch.

Elektrické pohony Schiebel se dodávají v normálním nebo nevýbušném provedení. Podle funkce se pohony rozdělují na regulační a uzavírací a liší se četností sepnutí za hodinu. Mohou být použity pro teploty od -20 °C do +80 °C. Přípustná vlhkost 90% (tropické provedení 100% s kondenzací).

9.5. Elektrické pákové pohony

Regulační ventily řady G se kompletují s elektrickými pákovými pohony typů MODACT MPS, MODACT CONTROL MPS a MODACT VARIANT MPR. Pohony jsou výrobkem firmy ZPA Pečky a na rozdíl od zahraničních pohonů, kde je výstupní páka pohonu nasazena na speciální šnekovou převodovou skříň připojenou na klasický víceotáčkový pohon, se jedná v tomto případě o speciálně navržené kompaktní pohony. Jako typického představitele popíšeme druhý z výše jmenovaných pohonů, tj. MODACT CONTROL MPS, jehož rozměrový náčrt je na obr. 9.6. Tento pohon je určen pro práci v obvodech regulace se spojitým řídicím signálem. Skládá se z elektromotoru, předlohové skříně, silového převodu, ovládací skřínky, skřínky elektroniky a pákového ústrojí.



Obr. 9.6. Elektrický pákový pohon MODACT CONTROL MPS - náčrt

Elektromotor pohonu je třífázový asynchronní, s napájecím napětím 3 x 230 / 400V, 50 Hz. Úkolem předlohové skříně je snížení otáček elektromotoru a pomocí šnekového převodu také zajištění samosvornosti celého pohonu. Díky tomu není nutno používat el. motory s elektromagnetickou brzdou.

Silový převod tvoří samostatný montážní celek, uložený na výstupním hřídeli. Skládá se z planetového soukolí, tvořeného centrálním kolem a třemi satelity, které zabírají do vnitřního ozubení dvojkola. To má ve své horní části vnější ozubení pro šnek ručního ovládní. Šnek je axiálně odpružen a jeho posuv je přímo úměrný velikosti síly, respektive záběrného momentu, který tuto sílu vyvolává. Posuv je pomocí převodu přenášen do ovládací skřínky na momentový vypínač. Ručním kolem je možno ovládat pohon i za chodu elektromotoru.

Ovládací skříňka tvoří také samostatný montážní celek a nachází na opačném konci výstupního hřídele než je umístěna páka. V ovládací skřínce jsou umístěny následující funkční jednotky:

- jednotka momentových vypínačů

- polohová jednotka s vačkovým mechanismem
- jednotka vysílače polohy (odporový 2 x 100 , indukční 0(4) - 20 mA popř. 0 - 5 mA nebo kapacitní CPT 1/A 4 - 20 mA) s napájecím zdrojem či bez zdroje)
- topný článek

Ve skříňce elektroniky pak mohou být v závislosti na provedení pohonu (toto je jednoznačně určeno doplňkovými číslicemi v typovém čísle) umístěny následující přístroje:

- regulátor polohy TRM 11, který umožňuje automatické nastavení polohy výstupního hřídele podle hodnoty vstupního signálu regulátoru
- stykače pro reverzaci chodu elektromotoru
- elektronickou brzdu BAM pro snížení doběhu elektromotoru
- napájecí transformátor 230/24V
- blok místního ovládní s přepínači "dálkové", "místní" a dále "otevřeno", "zavřeno" a "stop"
- svorkovnice servomotoru

Pákové ústrojí tvoří příruba připevněná k silovému převodu, která je opatřena drážkou pro upevnění zářezek (kamenů). Páka je nasazena na konci výstupního hřídele.

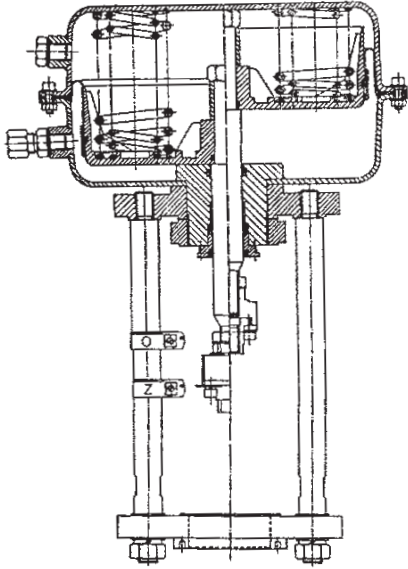
Pohony MODACT CONTROL MPS jsou v normálním provedení určeny pro práci v prostředí s podmínkami CX3 dle ČSN 186330, tj. teploty -25 °C až +55 °C s relativní vlhkostí do 100% s kondenzací. V provedení normálním i tropickém pak musí být odolné prostředí prašnému s prachem nevodivým a nehořlavým a prostředí s vibracemi i působení venkovního prostředí za předpokladu umístění pod přístřeškem. Pracovní poloha servopohonu je libovolná za předpokladu, že osa elektromotoru zůstane ve vodorovné poloze.

9.6. Pneumatické pohony

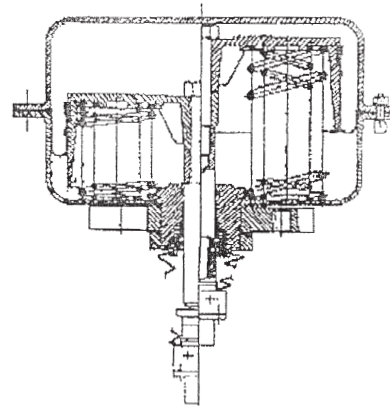
Regulační ventily dodávané firmou LDM je možné v principu kompletovat s táhlovými pneumatickými pohony nejružnějších výrobců, v největší míře jsou však osazovány výrobky firmy SPA Praha, proto budou v následujícím textu tyto pneupohony použity k vysvětlení zásad pro jejich používání.

Základním prvkem pneupohonu je membránový modul, sestavený ze dvou vík, mezi které je sevřena membrána. Ta je podepřena pístem a její pohyb je z jedné strany určován tlakem ovládacího vzduchu a z druhé strany silou pružin.

V úvahu připadají dvě uspořádání membránového modulu. V prvním případě se jedná o pohon s tzv. nepřímou funkcí (NC), kdy pružiny vytlačují táhlo z modulu a ovládací vzduch způsobuje zasouvání táhla, viz obr. 9.7. To znamená, že ve spojení s dvoucestným ventilem zavírajícím do sedla směrem dolů, je armatura bez tlaku vzduchu v pohonu zavřena. Ve druhém případě mluvíme o pohonu s funkcí přímou (NO) a pracuje tak, že pružiny zajišťují zasouvání táhla pohonu do modulu, tlak vzduchu způsobuje jeho vysouvání, viz obr. 9.8. Uvažovaný dvoucestný ventil je v tomto případě bez vzduchu otevřen. Velikost pracovní plochy membrány a síla pružin určují velikosti potřebného tlaku a sílu, která je k dispozici pro ovládní armatury.



Obr. 9.7. Pneumatický pohon s nepřímou funkcí (NC)

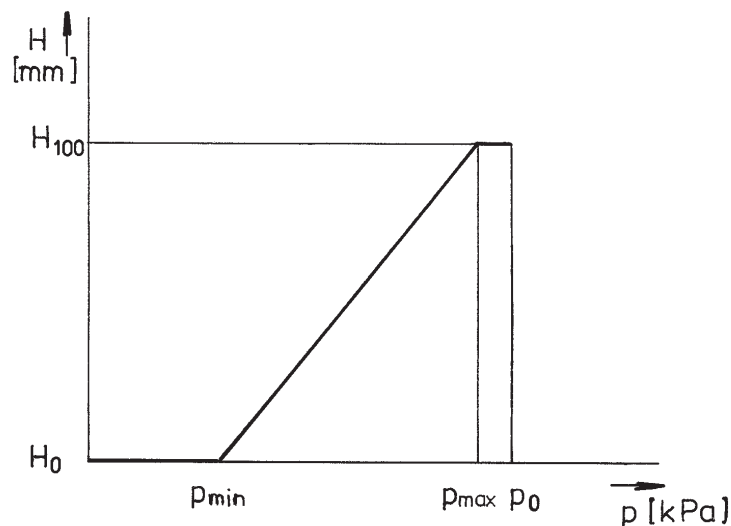


Obr. 9.8. Pneumatický pohon s přímou funkcí (NO)

Pro zjednodušení návrhu pohonu na danou aplikaci bývá síla potřebná na stlačení pružin udávána přímo v hodnotách ovládacího tlaku vzduchu (např. rozsah pružin 20 - 100 kPa, 40 - 200 kPa apod.).

$$\text{Platí: } p = \frac{F}{S} \cdot 10 \quad [\text{N.cm}^{-2}], [\text{kPa}]$$

Základní schéma závislosti zdvihu na pracovním rozsahu pružin pro pohon s nepřímou funkcí (NC) je na obr. 9.9, kde p_{\min} značí počátek otevírání ventilu a při p_{\max} je ventil plně otevřen.



Obr. 9.9. Pracovní schéma pohonu s NC funkcí

U některých pneupohonů je možné pracovní rozsah pružin v omezeném rozsahu posouvat změnou předpětí pružin. Technicky zajímavým řešením jsou rovněž pohony v tzv. tandemovém provedení. U těchto výrobků (např. firma Honeywell) jsou spojeny dva membránové moduly nad sebou a závěrná síla je tedy dvojnásobná (až 25 kN).

U pohonů s nepřímou funkcí je nutné pro dosažení vyšší závěrné síly ventilu použít pružiny s vyšším rozsahem (a je tedy nutný i vyšší ovládací tlak). Naopak u pohonů s přímou funkcí je účelné použití pružin s minimálním rozsahem, jen pro zabezpečení přestavení pohonu a armatury při uvažování pasivních odporů a tím potom zůstane dostatek tlaku vzduchu pro vyvození žádané závěrné síly.

Příklad 1: Chceme znát závěrnou sílu u NC pohonu, s činnou plochou membrány 400 cm² a rozsahem pružin 160 - 300 kPa. Ovládací tlak $p_o=320$ kPa.

$$\text{Závěrná síla } F = \frac{p_{\min} \cdot S}{10} = \frac{160 \cdot 400}{10} = 6400 \quad [\text{N}]$$

Příklad 2: Chceme znát závěrnou sílu u NO pohonu, s činnou plochou membrány 400 cm² a rozsahem pružin 20 - 100 kPa. Ovládací tlak $p_o=320$ kPa.

$$\text{Závěrná síla } F = \frac{(p_o - p_{\max}) \cdot S}{10} = \frac{(320 - 100) \cdot 400}{10} = 8800 \quad [\text{N}]$$

Je nutno však dávat pozor při navrhování pohonu pro třicestné ventily, protože je potřeba zajistit dostatečnou (zpravidla přibližně stejnou) závěrnou sílu v obou koncových polohách.

Příklad 3: Chceme znát závěrnou sílu u NC pohonu, s činnou plochou membrány 400 cm², pro pohon třicestného ventilu. Ovládací tlak $p_o=320$ kPa.

$$F_1 = \frac{p_{\min} \cdot S}{10} \quad ; \quad F_2 = \frac{(p_o - p_{\max}) \cdot S}{10}$$

$$\Rightarrow p_o \cong p_{\min} + p_{\max} \quad \dots \text{vhodný rozsah pružin je např. } 110 - 205 \text{ kPa}$$

$$\text{Potom } F_1 = \frac{110 \cdot 400}{10} = 4400 \quad [\text{N}]$$

$$F_2 = \frac{(320 - 205) \cdot 400}{10} = 4600 \quad [\text{N}]$$

Ovládací tlak nemůže být volen libovolně, protože musí svou velikostí zajistit správnou funkci pohonu v celém rozsahu zdvihu a dostatečnou závěrnou sílu. U NC pohonu se volí zpravidla alespoň o 20 kPa vyšší než je rozsah pružin z důvodu ztrát. U NO pohonu je žádoucí volit jeho hodnotu co nejvyšší, ta je však ale omezena výrobcem pohonu z důvodu životnosti membrány (obvykle $p_{o\max} = 320$ až 350 kPa).

Teoreticky je možné použít pneupohon přímo k ovládní regulačního ventilu a řídit velikost otevření ventilu změnou tlaku ovládacího vzduchu. Toto řešení se však v praxi příliš nepoužívá, neboť hodnota zdvihu je v takovém případě ovlivňována působením pasivních odporů a přidavných sil od tlaku média na kuželku ventilu. Proto jsou takto ovládány zpravidla pouze uzavírací ventily pomocí dvupolohového řízení pohonu solenoidovým vzduchovým ventilem. Rychlost přestavení, která obecně může být u pneupohonů velmi krátká (řádově 1 až 2 s), je možné regulovat přiškrcením vzduchového potrubí, např. clonkou, ručním ventilkem apod.

U regulačních ventilů bývá pneupohon vybaven pozicionerem s pneumatickým vstupním signálem 20 - 100 kPa, nebo s elektrickým vstupním signálem 4 - 20 mA (ev. 0 - 10 V), který snímá skutečnou polohu táhla a zajistí takové dávkování ovládacího vzduchu do pohonu, aby došlo k přestavení do žádané polohy v závislosti na hodnotě vstupního signálu.

Rovněž při použití korektoru je nutné omezit velikost ovládacího tlaku vstupujícího do pozicioneru na hodnotu povolenou výrobcem, aby nedošlo k jeho zničení. To je možné zajistit pomocí redukčního ventilu nebo redukční stanice, které výrobci pohonů zpravidla nabízejí jako příslušenství.

Dále mohou být pneupohony vybaveny řadou dalších doplňků, jako např. koncovými signalizačními spínači nebo vysílači polohy.

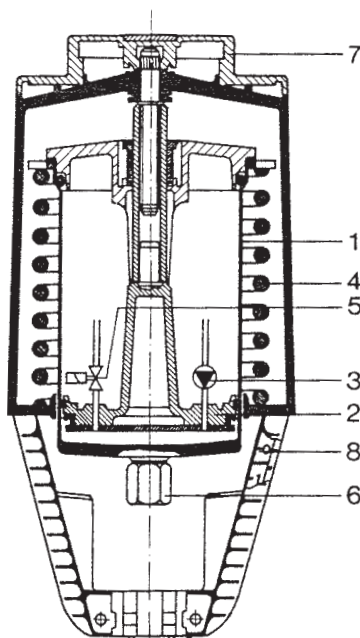
Předností pneumatických pohonů je jejich tichý chod a nízká poruchovost, nevýbušnost zařízení, možnost použití v prostorách bez přívodu elektrické energie, v případě potřeby vysoké přestavné rychlosti a možnost zabezpečení tzv. havarijní funkce - přestavení pohonu do základní polohy při výpadku ovládání.

Nevýhodou je naopak nutnost instalace vzduchového rozvodu nebo zajištění zdroje tlakového vzduchu.

9.7. Elektrohydraulické pohony

Elektrohydraulické pohony používané na ventilech LDM jsou vyráběny firmami Siemens (divize Landis & Staefa), Sauter a z tuzemských výrobců podnikem SPA Praha.

Základem tohoto pohonu olejové čerpadlo a tlakový válec. V jednom směru pohybu čerpadlo (vibrační nebo zubové) přečerpává olej ze zásobníku do tlakového válce a způsobuje stlačování pružin, které podpírají píst. Při pohybu opačným směrem je elektromagnetickým ventilem přepouštěn olej zpět do nádrže prostřednictvím síly naakumulované v pružinách. Celý tento mechanismus i s olejovým hospodářstvím je ukryt v tělese pohonu, viz obr 9.10, takže k ovládání stačí zajistit přívod elektrické energie a případně řídicí signál.



Obr. 9.10. Elektrohydraulický pohon SKB62 - princip uspořádání

Na obr. 9.10 je značeno 1 - tlakový válec, 2 - píst, 3 - vibrační čerpadlo, 4 - zpětná pružina, 5 - zpětný ventil, 6 - mechanické spojení, 7 - ruční ovládání a 8 - ukazatel polohy táhla.

Pohony jsou vyráběny buď s funkcí nepřímou (pružina zavírá), což tvoří většinu případů, nebo s funkcí přímou (pružina otvírá). Velkou předností elektrohydraulických pohonů je skutečnost, že mohou být vybaveny velmi jednoduchou havarijní funkcí, která zajistí v případě výpadku napětí přestavení pohonu a tím i armatury do požadované základní polohy. Havarijní funkce bývá realizována právě otevřením již zmíněného solenoidového ventilu a přepuštěním tlakového oleje. Elektromagnetický ventil je v pohonu buď jeden a pak je přestavná rychlost havarijní shodná s pracovní rychlostí pohonu nebo jsou v pohonu osazeny dva s různými průtoky, jeden pracovní a jeden havarijní - dosahovaná havarijní závěrná doba se pak pohybuje okolo 6 až 12 s.

Elektrohydraulické pohony poskytují prakticky veškerý komfort, na který jsme zvyklí u elektrických pohonů. Mohou být napájeny napětím 230 nebo 24 V, řízení může být dvoupolo-

hové, tříbodové nebo spojitě. Řídicí signál je buď proudový 4-20 mA, nebo napěťový 0(2)-10 V. Mohou být rovněž vybaveny signalizačními spínači, vysílači polohy a dalšími doplňky.

Olejová náplň pohonu vyžaduje určité provozní podmínky, kde zvláště důležité je dodržení okolní pracovní teploty, která podle typu nesmí přesáhnout 50 °C až 55 °C. Pak totiž dochází ke snížení viskozity oleje a snižuje se účinnost čerpadla, event. se může projevit netěsnost solenoidového ventilu. V extrémním případě to může znamenat, že čerpadlo není schopno vyvodit požadovaný tlak oleje na stlačení pružin a zůstane tak nepřetržitě v chodu až do jeho zničení. Navíc má řidší olej sklony k netěsnostem vně pohonu.

Tento problém bývá u ventilů LDM řešen použitím vlnovcové ucpávky u médií s vyšší teplotou. Vlnovec slouží současně jako chladič, takže nedochází k tak intenzivnímu přenosu tepla jak vedením, tak i sáláním. Samozřejmostí je však v každém případě důkladné zaizolování ventilu a okolního potrubí. Velmi dobrých výsledků při ochlazování pohonu lze rovněž dosáhnout jeho vykloněním ze svislé osy, např. 45° nebo až 90°, což znamená, že pohon je umístěn vodorovně. Vodorovné umístění pohonu je z hlediska jeho chlazení často používáno u regulačních ventilů a havarijních uzávěrů ve středotlakých parních aplikacích.

Elektrohydraulické pohony jsou oblíbeným ovládacím členem pro své přednosti jako je tichý chod a nízká poruchovost (pohon nemá žádnou převodovku) a především již zmiňovaná možnost havarijní funkce.

Nevýhodou jsou již zmíněné relativně nízké závěrné síly, ale tento nedostatek lze snadno kompenzovat použitím tlakově vyvážených ventilů.

ZÁVĚR

Z předchozího textu v tomto sborníku vyplývá, že skutečně seriózní navrhování regulačních armatur není zdaleka tak jednoduchou záležitostí, jak by se mohlo na první pohled zdát, protože zde působí celá řada vlivů a faktorů, často protichůdných, lišících se od aplikace k aplikaci.

Je potřeba si zejména uvědomit, že doba, kdy se regulační armatury navrhovaly podle světlosti potrubí (pozůstatek z dob, kdy se osazovaly pouze ruční ventily), je nenávratně pryč. Pokud chceme, aby řádně fungovala dnešní moderní tepelná zařízení, která se vyznačují zejména podstatně větším výkonem vzhledem ke svým rozměrům než dříve, musíme potom přistupovat k návrhu regulačních armatur s uvážením všech důsledků, které volba armatury přinese. Rovněž tak je nezbytné přistupovat k návrhu armatur se znalostí tlakových a průtočných poměrů soustavy, ve které mají být instalovány, tzn. že na regulační armaturu nelze pohlížet jako na nezávislý a ničím neovlivňovaný prvek energetického zařízení.

Zamyslíme-li se dále nad regulačními armaturami a jejich výrobou včetně motorických pohonů, dojdeme k závěru, že se jedná o zařízení jednak na pomezí výroby přesného strojírenství a dále, že tyto nenápadné výrobky vynikají velmi vysokou životností. Uvážíme-li, že životnost regulačních ventilů a jejich pohonů se počítá řádově v desítkách let, může představovat tento interval více než 200 000 provozních hodin, tj. okolo jednoho miliónu zdvihů za dobu životnosti.

Proto si regulační armatury zaslouží nejen pečlivý návrh, ale i pravidelné kontroly, popř. údržbu, aby se jejich užité vlastnosti zachovaly v plné míře co nejdéle.

LITERATURA

Firemní literatura	Auma Belimo Ekorex Honeywell LDM Schiebel Siemens Building Technologies, divize Landis & Staefa SPA Praha ZPA Pečky
ČSN 130010	Jmenovité pracovní tlaky a přetlaky
ČSN 13 0015	Jmenovité světlosti
ČSN 13 0040	Měření ztrátových a průtokových součinitelů a charakteristik
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 13 4509 č. 5	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, STP, Praha 2000
Kolektiv	Regulační armatury 1., 2. a 3. vydání Sborník přednášek, LDM, Česká Třebová 1998, 2001 a 2003
Suchánek, T.	Vliv diferenčního tlaku na třicestný ventil časopis Topenářství instalace 6/00, Praha 2000
Vinopal, St.	Regulační armatury. Odvození základních výpočetních vztahů. Komentář k ČSN 13 4509
Vinopal, St.	Hydraulika průmyslových armatur

Název publikace	Regulační armatury 4. doplněné a upravené vydání
Autor	kolektiv
Vydal	LDM, spol. s r.o. Litomyšlská 1378, 560 03 Česká Třebová
Tisk	Invence - Vladimír Peleška, Janov u Litomyšle
Náklad	1500 výtisků
Rok vydání	2006
