

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

DISERTAČNÍ PRÁCE

2020

Ing. Petr Kollross

PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě písemnou práci ke státní doktorské zkoušce, zpracovanou na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci na téma:

Nestacionarity při proudění ve ventilech

vypracoval samostatně, pod odborným dohledem školitele a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne:.....

.....

Podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl vzdát dík za předané vědomosti z oblasti turbínových regulačních ventilů a za podnětné rady Ing. Ladislavu Tajčovi, CSc. Dále bych chtěl poděkovat všem zaměstnancům Doosan Škoda Power, kteří obětovali svůj čas jednak svými radami a také asistencí při provozu měřicí trati. Zvláštní poděkování patří oddělení experimentálního výzkumu a oddělení měření a diagnostika. V neposlední řadě patří mé velké díky akademické obci na Západočeské Univerzitě a to jmenovitě Dr. Ing. Jaroslavu Synáčovi a prof. Ing. Václavovi Urubovi, CSc. Dále bych chtěl poděkovat rodině a mé přítelkyni. Velice si vážím Vaší podpory!

„Veškeré vědění má počátek v našem pozorování..... Měřit znamená vědět. “

Leonardo da Vinci

„V nejpříznivějším případě, je-li příroda několika vyvoleným nakloněna, dovolí jim objevovat některé zákony, jež byly této planetě a vesmíru kolem vtisknuty při jeho zrodu a existovaly ještě před ním.“

Ing. Benda, 1980 Turbíny Škoda

ANOTACE

AUTOR	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kollross	Jméno Petr
STUDIJNÍ OBOR	Stavba energetických strojů a zařízení	
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Dr. Ing. Synáč	Jméno Jaroslav
PRACOVIŠTĚ VEDOUCÍHO	ZČU – FST – KKE	
DRUH PRÁCE	Disertační	
NÁZEV PRÁCE	Nestacionarity při proudění ve ventilech	

Fakulta: Strojní
Katedra: Stavba energetických strojů a zařízení
Rok odevzdání: 2020

Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	137	Textová část	96	Grafická část	41
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Disertační práce se zabývá prouděním ve vysokotlakých turbínových regulačních ventilech. Cílem je rozšířit poznatky související s nestabilitami uvnitř ventilů, respektive difuzoru. Výsledkem je určení stabilních a nestabilních oblastí v průtokové charakteristice ventilů.
KLÍČOVÁ SLOVA	Turbínové regulační ventily, nestacionarity, proudění, frekvenční analýza

SUMMARY

AUTHOR	Surname (including of Degrees) Ing. Kollross	Name Petr
FIELD OF STUDY	Design of Power Machines and Equipment	
SUPERVISOR	Surname (including of Degrees) Dr. Ing. Synáč	Name Jaroslav
INSTITUTION	ZČU – FST – KKE	
TYPE OF WORK	Dissertation	
TITLE OF THE WORK	Flow instability in turbine control valve	

Faculty: Mechanical Engineering
 Department: Design of Power Machines and Equipment
 Submitted in: 2020

Number of pages (A4 a eq. A4)

Totally	137	Text part	96	Graphical part	41
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This work deals with flow in high-pressure turbine control valves. The main task of this work is to collect knowledge of instability inside valves respectively inside diffuser. Results of this work are to define stable and unstable areas of valve flow characteristic.
KEY WORDS	Turbine control valves, instability, flow, frequency analysis

KURZFASSUNG

AUTOR	Nachname Ing. Kollross	Name Petr
STUDIENFACH	Bau von Energiemaschinen und anlagen	
BETREUER	Nachname Dr. Ing. Synáč	Name Jaroslav
INSTITUTION	ZČU – FST - KKE	
ART DER ARBEIT	Dissertation	
TITEL	Instabilitäten beim Einströmen in Hochdruckturbinenregelventilen	

Fakultät: Maschinenbau
Kathedern: Bau von Energiemaschinen und anlagen
Abgeben: 2020

ANZAHL VON SEITEN (A4 a eq. A4)

Total	137	Text teile	96	Grafik	41
--------------	-----	-------------------	----	---------------	----

KURZBESCHREIBUNG	Diese Arbeit befasst sich mit der Strömung in Hochdruckturbinenregelventilen. Ziel ist es, das Wissen über Instabilitäten im Ventil oder Diffusor zu erweitern. Das Ergebnis ist die Bestimmung von stabilen und instabilen Bereichen in der Durchflusskennlinie der Ventile.
SCHLÜSSELWÖRTER	Turbinensteuerventile, Instabilität, Strömung, Frequenzanalyse

Obsah

Seznam obrázků	12
Seznam tabulek	16
Seznam použitých symbolů a zkratk	17
Glosář	22
1 Úvod	23
2 Cíle disertační práce	24
3 Turbínové regulační ventily - funkce a provoz	25
4 Nestability v proudu	30
4.1 Selhání Coandova efektu	30
4.2 Nadzvukové proudění	31
4.3 Zpětné proudění a volné smykové vrstvy	32
4.4 Expanze páry a oddělování bublin	33
4.5 Ostatní nestability	33
4.6 Nestability uvnitř ventilu během neustáleného provozu	34
5 Geometrické a konstrukční řešení	36
5.1 Tlumící prvky	36
5.1.1 Dusič	36
5.1.2 Síta	37
5.1.3 Přídavná pára	37
5.2 Změna tvarů, úpravy / optimalizace (úhel difuzoru, tvar sedla)	37
5.2.1 Tvar sedla	37
5.2.2 Úprava síta	38
5.2.3 Difuzor	39
5.2.4 Tvar kuželky	46
5.2.5 Vodící objímka kuželky	47
5.2.6 Úprava vodící objímky kuželky	47
5.2.7 Usměrňovače, generátor vírů a zástěna	48
6 Poznatky z provozu regulačních ventilů firmy DSPW	49
6.1 Elektrárna 500MW	49
6.2 Teplárenská elektrárna 40MW	50
6.3 Elektrárna 1000MW	52
7 2D model vzduchového ventilu	58
7.1 Experimentální výzkum v CKTI Petrohrad	58
7.1.1 Numerické výpočty a experimentální výzkum	58

7.1.2	Hlavní poznatky z experimentu.....	60
7.2	Experimentální výzkum v ÚT AVČR.....	65
8	Vzduchový model ventilu.....	68
8.1	Výroba modelu.....	71
8.2	Vytipování měřících míst.....	72
8.3	Kalibrace.....	73
8.3.1	Kalibrace pneumatických sond.....	73
8.3.2	Kalibrace odporových teploměrů.....	76
8.3.3	Měření hmotnostního průtoku měřící dýzou.....	76
8.3.4	Kalibrace tenzometrů umístěných na siloměrném členu vřetena.....	78
8.3.5	Kalibrace měření polohy kuželky.....	78
8.4	Osazení.....	79
8.5	Průběh měření.....	83
8.6	Zpracování získaných hodnot.....	84
8.6.1	Střední hodnota (average).....	84
8.6.2	Směrodatná odchylka (standard deviation).....	84
8.6.3	Efektivní hodnota (root mean square - rms).....	85
8.6.4	Klouzavý průměr (moving average).....	85
8.6.5	Činitel výkmitu (crest factor).....	85
8.6.6	Amplitudové spektrum (amplitude spectrum).....	86
8.6.7	Krátkodobá Fourierova transformace (short-time Fourier transform).....	86
8.6.8	Výkonová spektrální hustota (power spectral density - PSD).....	88
8.6.9	Frekvenční přenosová funkce.....	88
8.6.10	Stochastické normování v časo-frekvenční oblasti.....	88
8.7	Rozbor výsledků modelu ventilu se sítím.....	89
8.7.1	Monitorování průběhů okamžitých hodnot tlaku v časové doméně.....	91
8.7.2	Monitorování průběhů okamžitých hodnot tlaku v časové doméně a ve frekvenčním spektru.....	96
8.7.3	Monitorování průběhů středních hodnot tlaku v relaci se spektrogramem rychlé tlakové sondy.....	98
8.7.4	Monitorování průběhů relativních posuvů v časové doméně.....	105
8.7.5	Monitorování průběhů relativních posuvů ve frekvenčním spektru.....	107
8.7.6	Monitorování průběhů sil v časové doméně.....	110
8.7.7	Monitorování průběhů vibrací v časové doméně a ve frekvenčním spektru.....	111
8.8	Vyhodnocení výsledků.....	113

8.8.1	Průtoková charakteristika ventilu se sítím s vynesáním oblasti odtržení	114
8.8.2	Průtoková charakteristika ventilu se sítím se zobrazením činitele výkmitu a frekvencí způsobených aerodynamickým buzením.....	115
8.8.3	Průtoková charakteristika se zobrazením činitele výkmitu a frekvencí přenášených na vřeteno ventilu se sítím	117
8.8.4	Průtoková charakteristika ventilu bez síta s vynesáním oblasti odtržení.	118
8.8.5	Porovnání výsledků získaných měření na modelu ventilu se sítím a na modelu ventilu bez síta	119
8.9	Odhad nejistot měření	121
8.9.1	Odhad nejistot středních hodnot tlaku měřené převodníkem tlaku NetScanner 9116	122
8.9.2	Odhad nejistot měření průtoku dýzou.....	124
8.9.3	Odhad nejistot měření teploty pomocí odporových platinových teploměrů Pt100.....	124
9	Analýza proudění v turbínovém regulačním ventilu bez síta s využitím výsledků CFD	126
10	Přínos disertační práce a doporučení do budoucna	129
11	Závěr.....	131
12	Citovaná literatura a zdroje.....	133
13	Seznam publikovaných prací doktoranda	137
	Přílohy.....	138

Seznam obrázků

Obr. 1: Výkres turbínového regulačního ventilu [30].....	26
Obr. 2: Škrčení plynu zobrazené v i-s diagramu [132], [18]	27
Obr. 3: Průběh výkonu a tlaku páry v případě a) klasické regulace b) předtlakové regulace c) klouzavé regulace s omezením na min. tlak páry [13]	28
Obr. 4: Vývoj změny tlaku při otevírání ventilu tj. při různých průtocích – škrťící regulace [15]	29
Obr. 5: Charakteristika ventilu rozdělená na stabilní a nestabilní oblast [1]	30
Obr. 6: Vzájemná závislost ϵ a r/h_{mod} a geometrie ventilu [1]	30
Obr. 7: Rozložení Machova čísla při tlakovém poměru v rozmezí $\epsilon = 0,4-0,6$ [4]	32
Obr. 8: Rozložení Machova čísla při tlakovém poměru v rozmezí $\epsilon = 0,6-0,4$ [4]	32
Obr. 9: Časově závislé rychlostí pole [1]	33
Obr. 10: Závislost relativního zdvihu h/D_0 na tlakovém poměru ϵ [9]	34
Obr. 11: Levý horní obrázek: Rozprostření odběrů tlaku;	35
Obr. 12: Rozprostření četnosti módů při: snižování tlakového poměru (levá strana) zvýšování tlakového poměru (pravá strana) [9]	35
Obr. 13: Ventil s traverzovou regulací	36
Obr. 14: Fotografie síta regulačního ventilu	37
Obr. 15: Geometrie sedla turbínového ventilu [8]	38
Obr. 16: Vliv změny poloměru sedla na stabilitu provozu [8]	38
Obr. 17: Geometrické parametry difuzoru	40
Obr. 18: Schéma proudění v difuzoru	41
Obr. 19: Změna parametrů na výstupu difuzoru zobrazených po výšce rychlostního profilu [16]	41
Obr. 20: Skutečná komprese v podzvukovém difuzoru	42
Obr. 21: Rychlostní profil při odtržení mezní vrstvy v difuzoru [131]	43
Obr. 22: Vliv stupně rozšíření na ztráty v difuzoru pro různý úhel rozevření [17]	43
Obr. 23: Závislost průtočné plochy na zdvihu	44
Obr. 24: Úpravy difuzoru [17]	45
Obr. 25: Aktivní ovlivnění mezní vrstvy [17]	45
Obr. 26: Ventily s různě tvarovanými kuželkami	46
Obr. 27: Regulační ventil; 1 – klec kuželky [28]	47
Obr. 28: Rychlostní pole v regulačním ventilu [28]	47
Obr. 29: Konstrukční návrhy na zamezení vzniku nestacionarit	48
Obr. 30: Vizualizace a simulace proudění [22]	49
Obr. 31: Odlehčený ventil traverzové regulace se zanesenými izočarami Machova čísla a vektorovými poli rychlostí [23]	51
Obr. 32: Rozložení vibrací dle tlakových poměrů a zdvihu [17]	53
Obr. 33: Spektrum a záznam vibrací na potrubí při použití ventilu typu LMZ [26]	54
Obr. 34: Původní návrh ventilu	54
Obr. 35: Modifikovaný návrh ventilu	55
Obr. 36: Stávající řešení ventilu s podpíchnutím a dusičem [24]	55
Obr. 37: Vektorové pole rychlostí pro dusič [24]	56
Obr. 38: Spektrum a záznam vibrací regulačního ventilu po úpravách [26]	57
Obr. 39: Návrh tlumiče vírů instalovaného do potrubí [24]	57
Obr. 40: Model ventilu a úprava výtokového systému navržená pro výpočtovou studii	58

Obr. 41: Ideální proudové poměry [32], [33]	58
Obr. 42: Odtržení proudu na straně proti vstupu páry [32], [33]	58
Obr. 43: Odtržení proudu na bočních stěnách [32], [33]	59
Obr. 44: Odtržení proudu na straně vstupu páry do ventilu [32], [33]	59
Obr. 45: Model ventilu a úprava výtokového systému navržená pro experiment Schlierovou metodou	59
Obr. 46: Uspořádání experimentu	60
Obr. 47: Detail měřené části	60
Obr. 48: Vizualizace proudění pomocí Schlierové metody pro $h/D_0 = 0,147$	61
Obr. 49: Rozhraní mezi provozem s odtržením a bez odtržení proudu	61
Obr. 50: Vliv proudu od by-passu na tlakové poměry v hrdle difuzoru při zdvihu $h/D_0 = 0,175$	61
Obr. 51: Charakteristické tlaky v kuželce ventilu pro $h/D_0 = 0,175$	61
Obr. 52: Porovnání tlakových poměrů na levé a pravé straně hrdla $h/D_0 = 0,175$	61
Obr. 53: Vliv h/D_0 na p_{hRs}/p_{0c} při nadzvukovém proudění	62
Obr. 54: Vliv h/D_0 na p_{hRs}/p_{0c} při podzvukovém proudění	62
Obr. 55: Průtoková charakteristika ventilu	63
Obr. 56: Průběh kritických tlakových poměrů vyhodnocených na modelu ventilu	63
Obr. 57: Intenzita skokové změny tlaku na tlakové pulzace pro $h/D_0 = 0,05$	64
Obr. 58: Vliv vefukování z bypassu	64
Obr. 59: Vyhodnocení intenzity tlakových pulzací optickou metodou v závislosti na tlakovém poměru pro $h/D_0 = 0,198$	64
Obr. 60: Frekvenční spektrum před -- a po -- odtržení proudu bez vefukování při $h/D_0 = 0,198$	64
Obr. 61: Vibrace vřetena ventilu	65
Obr. 62: Frekvenční spektrum akcelerometru umístěného na vřeteně ventilu pro $h/D_0 = 0,175$	65
Obr. 63: Časový záznam sil působících na vřetena ventilu s rovným dnem kuželky [24]	65
Obr. 64: Koncept modelu ventilu [50]	66
Obr. 65: Reálné uspořádání modelu ventilu	66
Obr. 66: Ukázky topologie proudu získané z PIV [50]	66
Obr. 67: Výkres vzduchového ventilu	68
Obr. 68: Řez 3D modelem ventilu s naznačením směru proudění	69
Obr. 69: Uspořádání měřící trati	70
Obr. 70: Měření drsnosti na modelu pomocí drsnoměru	71
Obr. 71: Síto modelu ventilu	72
Obr. 72: Měření tlaku v hrdle difuzoru	72
Obr. 73: Výsledky simulace a experimentu turbínového ventilu	73
Obr. 74: Kalibrace hřebenové sondy	73
Obr. 75: Závislost úhlu natočení hřebenové válcové sondy na bezrozměrovém součiniteli k_c pro rychlost proudění 20m/s	74
Obr. 76: Tříotvorová válcová sonda [135]	75
Obr. 77: Závislost úhlu natočení tříotvorové válcové sondy na bezrozměrovém součiniteli pro rychlost proudění 74,2m/s	75
Obr. 78: Kalibrace odporového měření teploty	76
Obr. 79: Dýza pro měření průtoku	77
Obr. 80: Kalibrace tenzometrů	78

Obr. 81: Zapojení měřící aparatury od firmy National instruments	79
Obr. 82: Pohled směrem na dno kuželky	80
Obr. 83: Odběry středních hodnot tlaku na modelu.....	81
Obr. 84: Upevnění tříosého akcelerometru od firmy Brüel & Kjær	82
Obr. 85: Vliv upevnění akcelerometrů na kvalitu měření	82
Obr. 86: Grafické rozhraní programu určeného pro sběr dat vytvořeného v prostředí LabVIEW	82
Obr. 87: Vyhodnocující parametry v časovém průběhu signálu [38].....	84
Obr. 88: Příklad spektrogramu [133].....	87
Obr. 89: Průběh časové váhové funkce Hamming a Hanning [136]	87
Obr. 90: Použitá měřící aparatura	89
Obr. 91: Měření otáček tachosondou	90
Obr. 92: Časové průběhy odezvy signálu z akcelerometrů	90
Obr. 93: Frekvenční přenosová funkce	91
Obr. 94: Průběh okamžitých hodnot tlaku během konstantního zdvihu a během proměnného protitlaku	92
Obr. 95: Průběh okamžitých hodnot tlaku během konstantního zdvihu a během proměnného protitlaku pro bezrozměrový zdvih $h/D_0 = 0,19$	93
Obr. 96: Průběh okamžité hodnoty tlaku v čase pro $h/D_0 = 0,19$	94
Obr. 97: Průběh okamžité hodnoty tlaku v čase pro $h/D_0 = 0,3$	95
Obr. 98: Okamžité hodnoty tlaku, amplitudové spektrum a výkonová spektrální hustota – přilnutý proud pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16$	97
Obr. 99: Okamžité hodnoty tlaku, amplitudové spektrum a výkonová spektrální hustota – odtržený proud pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16$	97
Obr. 100: Okamžité hodnoty tlaku, amplitudové spektrum a výkonová spektrální hustota – odtržený proud pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16$	97
Obr. 101: Okamžité hodnoty tlaku, amplitudové spektrum a výkonová spektrální hustota – odtržený proud pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16$	98
Obr. 102: Frekvenční spektrum – model ÚT AVČR Nový Knín [45].....	98
Obr. 103: Průběh středních hodnot tlaku a průtoku pro $h/D_0 = 0,09$	99
Obr. 104: Spektrogram poměrného zdvihu $h/D_0 = 0,09$	100
Obr. 105: Průběh středních hodnot tlaku a průtoku pro $h/D_0 = 0,22$	101
Obr. 106: Spektrogram poměrného zdvihu $h/D_0 = 0,22$	102
Obr. 107: Průběh středních hodnot tlaku a průtoku pro $h/D_0 = 0,3$	103
Obr. 108: Spektrogram poměrného zdvihu $h/D_0 = 0,3$	104
Obr. 109: Spektrogram pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,19$	104
Obr. 110: Závislost poměrného prodloužení na čase pro jednotlivé zdvihy tenzometru A1	106
Obr. 111: Závislost poměrného prodloužení na čase pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,09$	107
Obr. 112: Zobrazení vlastních frekvencí v odhadu výkonového spektra dle Welchovy metody	108
Obr. 113: Spektrogramy poměrných prodloužení zobrazené pro různé poměrné zdvihy	109
Obr. 114: Závislost změny střední hodnoty síly na relativním zdvihu	110
Obr. 115: Stabilizační síla v závislosti na tlakovém poměru	111
Obr. 116: Měření aktuální hodnoty poměrného prodloužení při ustáleném stavu tenzometru A1.....	111
Obr. 117: Vynesení závislosti sil na tlakovém poměru	111
Obr. 118: Ukázky spektrogramů získaných z akcelerometrů	112

Obr. 119: Normovaný spektrogram	112
Obr. 120: Zobrazení charakteristické veličiny	113
Obr. 121: Graf s vynesemím průtokové charakteristiky a tlakových poměrů v hrdle ventilu se sítím.....	114
Obr. 122: Graf průtokové charakteristiky pro turbínový ventil se sítím s vynesemím oblasti odtržení	115
Obr. 123: Graf s vynesemím průtokové charakteristiky nejvýznamnějších frekvencí a činitele výkmitu	116
Obr. 124: Graf s vynesemím průtokové charakteristiky a efektivních hodnot	116
Obr. 125: Graf s vynesemím průtokové charakteristiky nejvýznamnějších frekvencí a činitele výkmitu	117
Obr. 126: Graf s vynesemím průtokové charakteristiky a efektivních hodnot	118
Obr. 127: Graf průtokové charakteristiky pro turbínový ventil bez síta s vynesemím oblasti odtržení a hystereze parního ventilu	119
Obr. 128: Graf s vynesemím přilnuté a odtržené oblasti pro případ se sítím a bez síta.....	120
Obr. 129: Vliv Coandova efektu na proudění ve ventilu	120
Obr. 130: Náčrtek ventilu s vyznačením modifikovaného zdvihu h_{mod}	120
Obr. 131: Rozložení hustoty pravděpodobnosti sledované veličiny za předpokladu normálního rozdělení se směrodatnou odchylkou $s_o = 0,5$ [41], [42].....	122
Obr. 132: Schéma měřícího řetězce odběrů tlaku [41], [42]	122
Obr. 133: Schéma měřícího řetězce měření teploty [43].....	124
Obr. 134: Grafické výstupy numerické simulace pro $h/D_0 = 0,04$ [47].....	126
Obr. 135: Grafické výstupy numerické simulace pro $h/D_0 = 0,12$ [47].....	127
Obr. 136: Grafické výstupy numerické simulace pro $h/D_0 = 0,3$ [47].....	128

Seznam tabulek

Tab. 1: Akcelerace měřená na vřetení A: původní tvar; B: upravený tvar [24].....	50
Tab. 2: Vliv vefukování při drsnosti $R_a = 0,2\mu\text{m}$ [50].....	67
Tab. 3: Vliv drsnosti na charakter proudění [50].....	67
Tab. 4: Vypočtené hodnoty nejistoty typu A pro převodník NetScanner	123
Tab. 5: Vypočtené hodnoty nejistoty typu A pro odporový teploměr t_0	124
Tab. 6: Vypočtené hodnoty nejistoty typu A pro odporový teploměr t_2	124

Seznam použitých symbolů a zkratk

Seznam symbolů

\bar{F} [N]	Střední hodnota síly
\tilde{P} [Pa/Hz]	Výkonová spektrální hustota
\hat{X}	Amplitudové spektrum
C [1]	Součinitel průtoku
C_p [1]	Bezrozměrný kalibrační součinitel
D [m]	Průměr
D_0 [m]	Průměr difuzoru 2D ventilu
EMA [Pa; $\mu\text{m}/\text{m}$]	Exponenciální klouzavý průměr
F [N]	Síla
H [1] / [Pa; $\mu\text{m}/\text{m}$]	Přenosová funkce / Aktuální hodnota
J/J_0 [1]	Poměrná změna světelné intenzity
K [1]	Konstanta
L [m]	Délka difuzoru
M [1]	Počet okének
Ma [1]	Machovo číslo
N [1]	Četnost diskrétních hodnot
P [W]	Výkon
R_a [μm]	Průměrná aritmetická odchylka profilu drsnosti
Re [1]	Reynoldsovo číslo
Re_D [1]	Reynoldsovo číslo vztažené k průměru potrubí
S [m^2]	Průtočná plocha (dS – elementární přírůstek plochy)
T [1]	Perioda
U [Pa; $^\circ\text{C}$; kg/s]	Rozšířená nejistota měření
X	Krátkodobá Fourierova transformace
Z [1]	Odchylka zdroje

\bar{x} [Pa; $\mu\text{m}/\text{m}$; mm/s^2]	Střední hodnota sledované veličiny
a [m/s^2]	Zrychlení od vibrací
a_c [m/s]	Rychlost zvuku
c [m/s].....	Rychlost proudění
d [m].....	Průměr otvoru dýzy
dp [Pa]	Rozdíl tlaku skokové změny v hrdle
e [1]	Základ přirozených logaritmů
f [Hz]	Frekvence
g, h [Pa; $\mu\text{m}/\text{m}$; mm/s^2]	Množina sudých, lichých diskrétních hodnot
h [m] / [1]	Zdvih / Charakteristický rozměr difuzoru
i [J/kg] / [1].....	Měrná entalpie / i -tý člen řady
j [1]	Jednotkový vektor
k [1]	k -tý člen řady / Součinitel rozšíření
$k(t)$ [1]	Charakteristická hodnota
k_c [1].....	Součinitel celkového tlaku hřebenové sondy
m [1].....	Okénko
\dot{m} [kg/s]	Hmotnostní průtok
\dot{m}^* [kg/s].....	Kritický hmotnostní průtok
n [1]	Stupeň rozevření difuzoru; n -tý člen řady
n_s [1]	Počet ventilů
p [Pa]	Tlak
r [m] / [$\text{J}/\text{kg K}$]	Poloměr dosedací plochy sedla / Relativní plynová konst.
s [$\text{J}/\text{kg K}$]	Měrná entropie
s_o [Pa; $\mu\text{m}/\text{m}$; mm/s^2]	Směrodatná odchylka
t [sec].....	Čas
u [Pa; $^\circ\text{C}$; kg/s]	Standardní nejistota měření
v [m^3/kg].....	Měrný objem
w [1]	Okénková funkce např. Hanning
x [m].....	Vzdálenost
x [Pa; $\mu\text{m}/\text{m}$; mm/s^2]... ..	Signál monitorované veličiny
x_{cf} [1]	Činitel výkmitu
x_{ef} [Pa; $\mu\text{m}/\text{m}$; mm/s^2]	Efektivní hodnota

α [°]	Vstupní úhel
β [1]	Poměr hmotnostních průtoků; poměr průměrů
δ [1]	Rozlišovací schopnost přístroje; elementární přírůstek
δ^{**} [m]	Impulzní mezní vrstva
$\Delta h, \Delta H$ [J/kg]	Entalpický spád
$\Delta h_{1,2}$ [J/kg]	Změna kinetické energie na tlakovou v difuzoru
$\Delta h_{v,r}$ [J/kg]	Výstupní kinetická energie
Δp [Pa]	Rozdíl tlaků
Δp_s [Pa]	Tlaková ztráta rychlozavěrného ventilu
Δp_v [Pa]	Tlaková ztráta regulačního ventilu
ΔT [°C]	Rozdíl teplot
ε [1]	Tlakový poměr; součinitel expanze
ε_L [1]	Poměrný zdvih
ζ [1]	Ztrátový součinitel
η, η_{TD}, η'_D [1]	Efektivita difuzoru
κ [1]	Poissonova konstanta
λ_1 [1]	Bezrozměrová rychlost proudu
μ [1]	Kontrakční součinitel
π [1]	Matemat. konstanta poměru obvodu kruhu k jeho průměru
ρ [kg/m ³]	Měrná hmotnost
τ [1] / [μm/m]	Tlakový poměr na dýze / Poměrné prodloužení
ν [m ² /s]	Kinematická viskozita
φ [°]	Rozevření difuzoru
ψ [°]	Úhel natočení sondy

Indexy

A.....	Typ A
B.....	Typ B
Buz.....	Buzení
C.....	Hodnota pod kuželkou
D ₁	Hodnota pod hrdlem difuzoru 2D modelu
L, R, M.....	Levá, pravá strana, střed
LPE.....	Tlaková diference na různých hladinách
NET.....	Měřicí smyčka
Od.....	Odezva
PHI.....	Označení koeficientu sondy
R.....	Rozlišení
c.....	Celkový stav
e.....	Ethalon
h.....	Hrdlo difuzoru 2D modelu
iz.....	Izentropický
jmen.....	Jmenovitá hodnota
k.....	Hodnota v hrdle ventilu
max / mod / min.....	Maximální / Modifikovaná / Minimální hodnota
norm.....	Normovaná hodnota
o.....	Odlehčovací
p.....	Statistický
r.....	Rozkmit
reg.....	Regulace
s.....	Statický stav
sk.....	Skutečná hodnota
stab.....	Stabilizační
t.....	Teoretický
tv.....	Teplotní závislost
v.....	Výkmit
vl.....	Vlastní frekvence
vz.....	Vzorkovací
z.....	Zadaná hodnota

*	Kritický stav
0	Vstupní hodnota
1	Parametr v hrdle
2	Parametr na výstupu difuzoru
5	Hrdlo difuzoru 3D modelu – okamžitá hodnota
7	Stěna ventilu (vstupní kanál) 3D modelu – střední hodnota
11	Hrdlo difuzoru 3D modelu – střední hodnota

Seznam zkratk

2D	Dvourozměrný
3D	Trojrozměrný
CCD	Charged Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CKTI	Центральный котлотурбинный институт
ČSN	Česká státní norma
DSPW	Doosan Škoda Power
EN	Evropská norma
LMZ	Ленинградский Металлический Завод
MEI	Московский энергетический институт
PIV	Particle imagine velocity
RV	Regulační ventil
RZ	Rychlozávěrný ventil
ST	Středotlaký díl
TG	Turbogenerátor
ÚT AVČR	Ústavu termomechaniky Akademie věd České republiky
VT	Vysokotlaký díl

Glosář

A/D převodník	Zařízení určené pro převod spojitého na diskrétní (digitální) signál
Disipace	Nevratná přeměna energie na jinou formu energie
Dýzové segmenty	Soubor rozváděcích kanálů určených pro skupinovou regulaci
Ostrá pára	Termín pro admisní páru vstupující do vysokotlakého dílu parní turbíny
Přetěžovací ventil	Turbínový regulační ventil pracující v případě špičkového provozu turbosoustrojí
Přihřátá pára	Ustálený odborný výraz pro páru vstupující do středotlakého dílu parní turbíny
Přihřívák	Část kotle sloužící pro přihřátí vratné páry
Vratná pára	Pára opouštějící vysokotlaký díl turbosoustrojí

1 Úvod

Poptávka po elektrické energii stále stoupá. Se vzrůstající spotřebou elektrické energie a s ohledem na ekologii je stále častěji využívána elektrická energie získaná např. solárními a větrnými elektrárnami. Je zřejmé, že je nutné vyrovnávat výkyvy v elektrické síti způsobené nestabilními výkony z těchto zdrojů. Výkyvy jsou často vyrovnávány rychlým najetím nebo například zatížením turbosoustrojí na nízkém výkonu. Z tohoto důvodu je třeba věnovat pozornost provozu turbíny při nižších výkonech, kdy rostou požadavky na regulaci. Součástí regulace jsou i turbínové regulační ventily. Turbínové regulační ventily slouží k regulaci otáček v případě, že turbína není nafázována k síti. Je-li turbína nafázována k síti, tak se otáčky odvíjejí od frekvence sítě a postupným otevíráním ventilu se reguluje výkon soustavy.

Přes vysokotlaké rychlozávěrné a regulační ventily teče admisní (ostrá) pára do vysokotlaké části parní turbíny. Jedná-li se o vícetělesové turbíny, je do stroje vpouštěna rovněž přihřátá pára, která protéká přes středotlaké regulační a rychlozávěrné ventily do středotlaké části parní turbíny. V případě, že se jedná o stroj s přihříváním, je otevírání vysokotlakých a středotlakých ventilů vázáno vzájemným poměrem vůči sobě, při čemž je cílem vykompenzovat zejména axiální sílu. Dalším úkolem středotlakých ventilů kromě regulace, která probíhá do cca 40% P_{jmen} , je držet minimální tlak v přihříváku. Podkročení minimální hodnoty tlaku v přihříváku by zapříčinilo trvalé poškození teplosměnných trubek kotle.

Admisní pára má velmi vysoký tlak a teplotu. Proto i nepatrné ztráty ve ventilech mohou negativně ovlivnit účinnost tepelného cyklu. Při vysoké tlakové ztrátě v turbínových ventilech by stroj nemusel dosáhnout garantovaného výkonu. Z tohoto hlediska by bylo vhodné ventil co nejlépe aerodynamicky tvarovat. Bohužel se ve ventilech vyskytují jisté problémy, při kterých se nelze omezit pouze na aerodynamické tvarování ventilů. V parních turbínových ventilech se objevují nestacionarity a to zejména při částečných provozech turbíny a tedy při nižších zdvích ventilu. Důsledkem těchto nestacionarit jsou zvýšené vibrace a hluk. Nestacionarity, při kterých na ventil působí velmi vysoký tlak a teplota admisní páry, mohou způsobit poškození ventilu. Dle článku Bednáře [5] je ventil namáhán silami buzenými mechanicky a také aerodynamicky. Nevhodný konstrukční návrh může vést při dlouhodobém provozování k únavovým lomům. V případě poškození ventilu je nutné počítat s dlouhými odstavovacími časy, jež představují výraznou finanční zátěž pro provozovatele.

Je zde několik možností, jak snížit působení nestacionarit a to například vložení tlumícího prvku do proudu. Je ale nutné přihlédnout k požadavku, na co možná nejnížší tlakovou ztrátu při jmenovitém výkonu a samozřejmě je nutné dbát požadavku na regulovatelnost v částečných provozech. Dalším požadavkem na regulační ventily je vysoká spolehlivost, které je možné dosáhnout v případě, že regulační ventil bude provozován mimo oblasti, ve kterých se vyskytují nestacionarity. Zde je nutno poznamenat, že různé druhy řízení regulačních ventilů jsou spojeny s různými obtížemi. Například samostatně ovládaný ventil, ve kterém se vyskytují velké vibrace potrubí v porovnání s traverzovou (trámcovou) regulací, při které dochází k vytloukání sedel. Kuželky jsou u traverzové regulace společně s vřeteny volně zavěšeny na traverze viz. článek [11]. Bylo provedeno velké množství výzkumů, experimentů, počítačových simulací a na základě tohoto bylo napsáno mnoho článků. Celá řada autorů vytvořila teze, jimiž se snaží objasnit nestacionarity ve ventilech. Je třeba podotknout, že mnohé teze jsou si podobné. Doposud získané poznatky jsou sepsány v kapitole 4. Bohužel není možné si žádnou z těchto teorií ověřit přímým pozorováním struktur na reálném díle.

2 Cíle disertační práce

Předkládaná disertační práce se zabývá nestacionaritami vznikajícími při proudění ve ventilech. Je empiricky prokázáno, že problémy mohou být způsobeny jednak špatnou konstrukcí (nevhodnými tvary sedel, kuželky, difuzoru apod.) nebo provozem v nenávrhových stavech. Záměrem této práce je shromáždění a rozšíření dosavadních poznatků souvisejících s nestabilním chováním turbínových ventilů.

Na základě poznatků získaných z odborné literatury týkající se konstrukce ventilu jsou vybrány takové koncepty úpravy ventilu, jež by mohly výrazněji přispět ke stabilizaci proudění a jsou tedy podnětem pro bližší bádání v rámci experimentálního výzkumu této disertační práce. Zejména je požadavek na ověření vlivu vefukování do mezní vrstvy, ověření vlivu změny směru proudu vystupujícího z odlehčené kuželky pro novou geometrii ventilu a ověření vlivu změny drsnosti povrchu ventilu na stabilitu ventilu. Tento obšírný experimentální výzkum lze uskutečnit v laboratořích CKTI Petrohrad a na ÚT AVČR s využitím 2D modelů turbínových ventilů.

Stěžejním úkolem této disertační práce je výzkum, který lze realizovat na vzduchové trati experimentální základny Doosan Škoda Power (dále jen DSPW). Cílem experimentálního výzkumu je mimo jiné vyšetření průtokové charakteristiky pro daný model turbínového regulačního ventilu. Hlavním cílem disertační práce je experimentální výzkum orientovaný na stanovení oblasti s přilnutým a odtrženým prouděním a ověření, zda se provozní charakteristika turbíny pohybuje pro danou konstrukci a měřitelný tlakový spád v oblastech bez odtržení. Tyto cíle by měly být splněny pro uspořádání ventilu se sítím a bez síta. Je důležité popsat jevy probíhající při proudění ve ventilech a to zejména v případě, kdy dojde k odtržení proudu od stěny. Dalším cílem je analyzovat vliv a přenos nestacionarit na kuželku a případně i analyzovat vibrace modelu, které jsou způsobeny aerodynamickým buzením.

K osvětlení dějů vyskytujících se uvnitř ventilu by kromě experimentu měla přispět i numerická simulace daného experimentálního modelu.

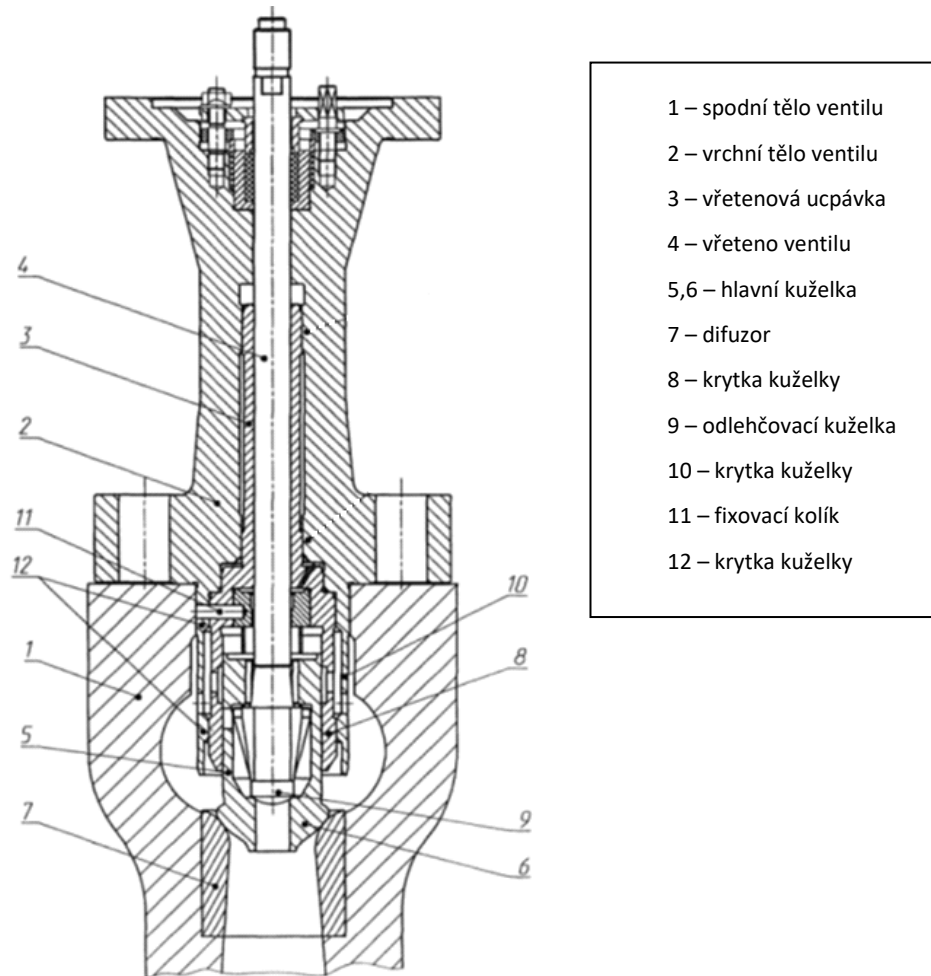
Záměrem disertační práce je snaha poukázat na cestu k možnému optimálnímu návrhu ventilu tak, aby ventil uvedený do provozu vykazoval co nejméně provozních problémů. V závěru disertační práce je nutné poukázat na získané výsledky a rovněž i na cestu, kterou by bylo užitečné se vydat tak, aby bylo dosaženo požadovaného chování ventilů při částečných provozech a to s co nejmenší tlakovou ztrátou při plném zdvihu turbínového regulačního ventilu. To je tedy i motivace pro tento a budoucí výzkum.

3 Turbínové regulační ventily - funkce a provoz

Admisní pára je z kotle vedena potrubím přímo do komory rychlozávěrného ventilu parní turbíny. Z této komory je následně vedena do komory regulačního ventilu. Turbínové regulační ventily regulují průtok páry a rovněž redukuje tlak na požadovanou hodnotu před prvním stupněm rozváděcích lopatek parní turbíny. V komoře regulačního ventilu může být umístěno síto. Toto síto plní dvojí funkci. Jednak zachycuje nečistoty uniklých z kotle a také slouží ke zrovnoměrnění proudu. Pára nejprve proudí okolo kuželky (zde dochází k regulaci tlaku a množství), jež je pevně spojena s vřetenem. Pod sedlem kuželky se nachází hrdlo difuzoru. Zde dochází ke zrychlení proudu páry a v nejužším místě dosahuje proud páry maximální rychlosti. Za hrdlem ventilu vtéká proud do difuzoru, což je kanál s plynulým nárůstem svého průřezu a s minimální tlakovou ztrátou. Rychlost v hrdle difuzoru se může pohybovat v rozsahu 110 – 120m/s. Zde se kinetická energie páry přeměňuje opět v tlakovou. Z výstupu difuzoru je přehřátá pára vedena do průtočné části parní turbíny. V hrdle difuzoru může pára v některých částečných provozech dosáhnout rychlosti překračující hodnotu Machova čísla ($Ma > 1$). Vyšší rychlost proudění podporuje vznikající nestability ve ventilu a také tlakové ztráty, přičemž nárůst tlakových ztrát je úměrný druhé mocnině rychlosti. Vyšší rychlost má však příznivý vliv na velikost ventilu, jenž se odvíjí od průtočné plochy. Při nižších rychlostech by bylo zapotřebí větších kuželek a to by zapříčinilo nárůst ovládací síly a tedy i větší servopohon. V minulosti byl požadavek na relativně malé ovládací síly a tedy i malé turbínové ventily. Rychlosti ve ventilech se navrhovaly až kolem 150m/s. Důvodem byla nízkotlaká hydraulika, jejíž síly používané pro regulaci ventilu měly významná omezení v porovnání s nynější vysokotlakou hydraulikou.

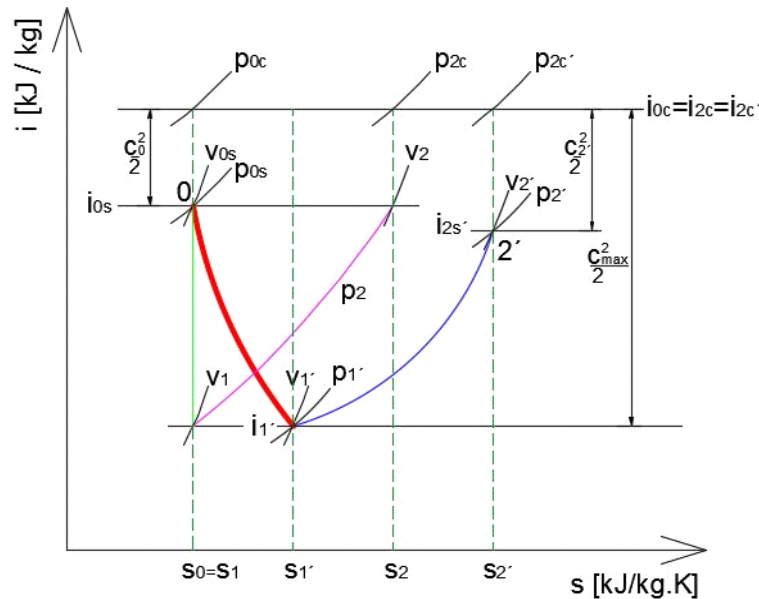
Ventil tvoří mimo jiné i bezpečnostní funkci zamezením vstupu admisní páry do turbíny. V případě odstavení turbíny je vypouštěn rychlozávěrný olej do odpadu. Příčinou odstavení turbíny může být záměrný požadavek na odstavení turbosoustrojí, popřípadě bezpečnostní důvody (poškození komponent turbíny nebo jejího zařízení). Vypouštění oleje je zajištěno tuhostí pružiny působící proti tlaku oleje. Aby bylo dosaženo požadovaných vypouštěcích časů, bylo nutné použít takovou pružinu, která olej vypustí dostatečně rychle a zároveň je jí možno stlačit touto nízkotlakou hydraulikou. To bylo možné pouze v případě, že plochy ventilu, na které působí tlak páry, jsou dostatečně malé, a proto se ve ventilech připouštěly vyšší rychlosti.

V současné době se často používají turbínové ventily se servopohonem pro každý ventil. Takovýmto řešením je docíleno přesné regulace jednotlivých ventilů. Ovládání je zajištěno pomocí vysokotlakého agregátu hydrauliky, kdy je olej při tlaku okolo 160bar zaváděn přes servoventil pod píst servopohonu a tlakem oleje překonává sílu pružiny. Kromě síly pružiny pohon překonává tíhu ventilu a rozdíl tlaků (tlak páry oproti podtlaku pod kuželkou) působící na plochu kuželky. Působení tlaku páry nad kuželkou lze ovlivnit vhodnou volbou průměru vřetena, jak popisuje Ambrož [20]. Z důvodu působení těchto osových sil je nutné pohon vhodně nadimenzovat. V praxi se pohon obvykle předimenzovává o 20%, aby byla zajištěna správná funkce za každého provozu. Přiváděné množství hydraulického oleje je ovlivněno napětím přivedeným na magnety solenoidového ventilu. Základní komponenty ventilu jsou popsány na obr. 1.



Obr. 1: Výkres turbínového regulačního ventilu [30]

Termodynamický proces, který při regulaci probíhá, je nazýván škrcení [132], [18]. Při tomto procesu dochází ke snížení vstupního statického tlaku a tepelného spádu. V případě, že by se jednalo o ideální adiabatický děj, při kterém se nekoná ani nepřijímá práce, tak se celková entalpie nemění, detailněji obr. 2. Tento jev (škrcení) má dvě fáze. První fází je urychlení plynu, tedy expanze plynu a to buď a) izentropická, kdy se nepřivádí ani neodvádí teplo – zelená křivka nebo b) neizentropická – červená křivka. Při dosažení konce expanze tj. přibližně v nejužším místě je dosaženo maximální rychlosti c_{max} . Druhou fází je ohřev končící indexy 2 nebo 2'. Ohřev probíhá v zavířené oblasti, kde disipují víry a to způsobem a) izobarickým – růžová křivka nebo b) polytropickým – modrá křivka.



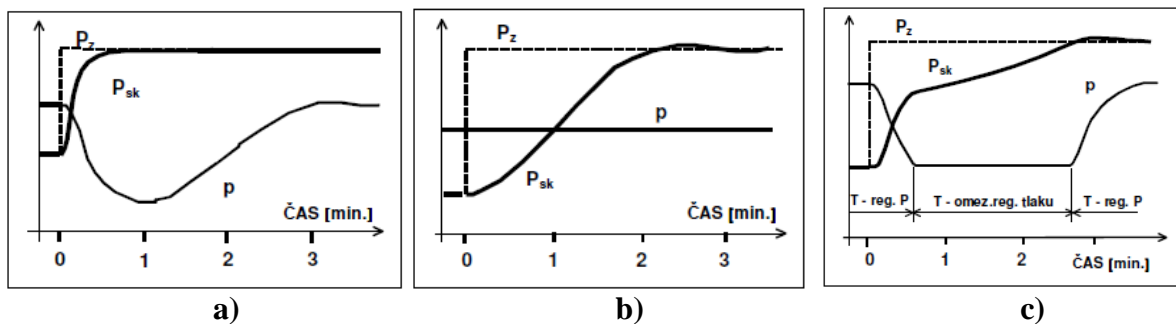
Obr. 2: Škrceň plynu zobrazené v i-s diagramu [132], [18]

Regulace ventilu probíhá změnou zdvihu, od níž se odvíjí změna průtočného průřezu. Průtočné množství se v závislosti na zdvihu znázorňuje v industriální praxi pomocí průtočných charakteristik. Průtočné charakteristiky mohou být například lineární, rovnoprocentní atd. Pro regulační ventily parních turbín se volí lineární průtočná charakteristika. Lineární charakteristika je taková charakteristika, při níž změna zdvihu způsobí poměrově stejné přírůstky průtočného množství ventilem. Obecně je lineární charakteristika vhodná zejména pro menší zdvihy. Pro turbínové ventily je lineární charakteristika výhodná, protože pokles tlaku v turbíně je přibližně proporcionální k poklesu průtoku. Konečná regulovaná veličina, kterou je výkon turbíny, je téměř lineárního charakteru vůči průtoku. Je zde tedy přímá závislost mezi regulovanou veličinou a průtokem media. Cílem regulace je, aby výsledná statická charakteristika celé soustavy byla lineární. Linearizace lze provést vhodnou konstrukcí tvaru ventilu, tvarem vačkových hřídelí, popřípadě se provádí nastavením regulátorů, tedy softwarovými prostředky a to v případě nelineárního průtoku ventilem.

Parametry před turbínovým ventilem jsou velmi různorodé. Je to otázka zejména provozu kotle a také regulace, ve které se blok nachází. Jedním z druhů regulace je „klasická regulace“, kdy regulační ventily sledují zadaný výkon, a tlak je řízen kotlem. Dále je možný provoz s „předtlakovou regulací“, kdy je tlaková hladina pevně udržovaná by-passy a kotlem na zadané hodnotě. Neméně častým způsobem regulace je regulace s proměnlivým tlakem tzv. „klouzavá regulace“, kdy je tlak před turbínou variabilní. Turbínové ventily jsou v tomto případě plně otevřeny a výkon je regulován kotlem. Zvláštním případem je najíždění a ostrovní provoz nízkého výkonu, kdy mohou být parametry před ventily výrazně nižší než za nominálního provozu. Tyto nízké provozní podmínky jsou udržovány u vícetělesových turbín jen ST dílem. Na obr. 3 jsou zobrazeny průběhy tlaku a výkonu v závislosti na čase u jednotlivých typů regulace.

Tlaky za ventilem bývají rovněž proměnlivé. Je to dáno zejména hloubkou vakua (podtlaku u protitlakých turbín), která je ovlivněna především průtokem, teplosměnnou plochou, typem kondenzátoru a např. i teplotou chladicí vody. Teplota chladicí vody může být v některých lokalitách velmi proměnlivá. Tlak za turbínovým ventilem se mění s množstvím odebírané páry v případě, že se jedná o odběrové soustrojí (do technologie, regenerační ohříváky atd). Tlak za ventilem je dán také požadovaným množstvím páry do průtočné části turbíny tedy otevřením ventilu.

Dispoziční umístění ventilu nebývá jednotné. U menších strojů, a tedy lehčích ventilů, lze regulační ventil umístit přímo na turbínové těleso a vibrace ventilu jsou více tlumeny. V případě rozměrnějších ventilů se umístění volí mimo těleso turbíny, aby se předešlo poškození tělesa od vlastní hmotnosti ventilu. Kromě poškození tělesa od hmotnosti ventilu může ještě dojít k nežádoucímu ohřevu v místě instalovaného ventilu na turbíně a tedy k teplotní diferenci svršek-spodek turbínového tělesa. Ventily umístěné blízko turbínového tělesa a v jeho ose jsou pevně přikotveny k turbínové stolici. Jsou-li ventily mimo osu dělicí roviny turbíny a je-li různá délka převáděcího potrubí, tak se ventily umísťují na pružinové podpěry, jež kompenzují různou dilataci (dilatace způsobuje torzní a suvné namáhání hrdel) převáděcího potrubí.

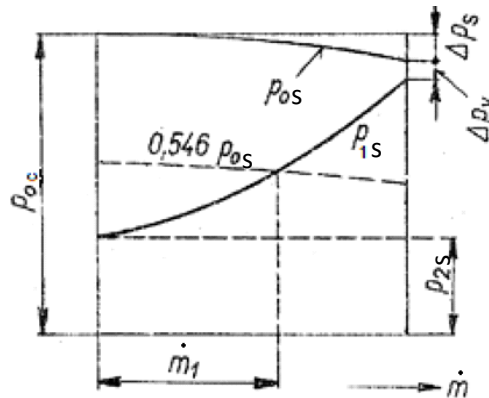


Obr. 3: Průběh výkonu a tlaku páry v případě a) klasické regulace b) předtlakové regulace c) klouzavé regulace s omezením na min. tlak páry [13]

Turbínové ventily mohou být v několika regulačních režimech. Jedná se zejména o tyto druhy regulace [11]:

- Škrtící
- Skupinová
- Klouzavým tlakem
- Obtokem

Mezi nejčastější režimy regulace patří právě první tři zmíněné. Škrtící regulace je taková, při které se veškerá vstupující pára do turbíny škrtí až do nominálních hodnot, kdy je ventil plně otevřen. Touto regulací se mění entalpický (tepelný) spád a hmotnostní tok do turbíny. Tím je tedy nepřímo regulován výkon turbíny. Jedná se o velice neúspěšný režim, kdy se znehodnocené teplo odvádí kondenzátorem do chladicí vody. Statický tlak p_{0s} před regulačním ventilem při otevírání klesá z celkového tlaku p_{0c} až na hodnotu plného otevření ventilu $p_{0s} = p_{0c} - \Delta p_s$, kde Δp_s je tlaková ztráta rychlozávěrného ventilu. Statický tlak p_{1s} za regulačním ventilem tj. před lopatkovou mříží rozváděcího kola vzrůstá z protitlaku p_{2s} až na hodnotu při plném otevření $p_{1s} = p_{0c} - \Delta p_s - \Delta p_v$, kde Δp_v je tlaková ztráta regulačního ventilu viz. obr. 4.



Obr. 4: Vývoj změny tlaku při otevírání ventilu tj. při různých průtocích – škrtící regulace [15]

Oproti tomu skupinová regulace je taková, při které se mění výkon turbíny jen změnou průtoku páry, a to pouze změnami průtokových průřezů několika regulačních ventilů. Kvůli požadavku na plynulost jsou ventily při otevírání přesazeny. Důvodem přesazení je určitý „mrtvý zdvih“ při otevírání ventilu. Při vpouštění páry je přesazovaný ventil pootevřen ještě před plným otevřením předchozího ventilu a regulace je plynulejší. Škrčení tedy probíhá jen při otevírání jednoho ventilu a regulace je tedy ekonomičtější.

Bohužel i skupinová regulace může být v některých případech nevýhodná např. z pohledu namáhání rozváděcí lopatkové mříže. Při poklesu výkonu dochází ke zmenšení množství do TG. Dojde k poklesu tlaku za regulačním stupněm a tedy ke zvětšení spádu, který regulační stupeň zpracovává. Proto se skupinová regulace volí zejména u větších strojů, pracujících na stabilním nominálním výkonu [21]. Popřípadě ji lze kombinovat s regulací škrtící. Další zápor skupinové regulace je, že při vpouštění páry do jednotlivých segmentů jsou lokálně namáhány oběžné lopatky. Záporom skupinové regulace také je, že dochází k přídavným ztrátám při ofukování jednotlivých dýzových segmentů.

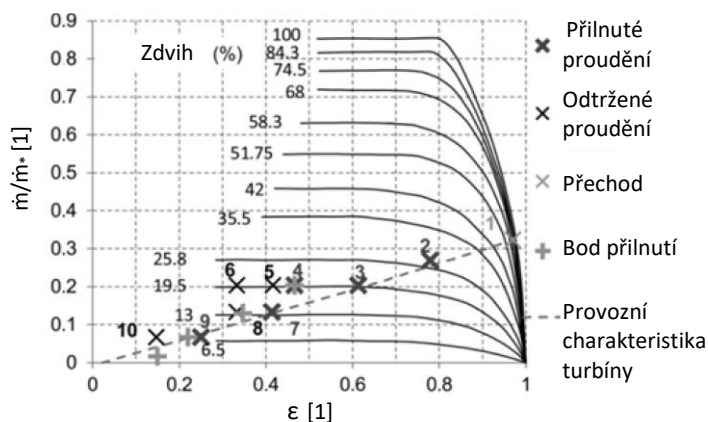
Reguluje-li kotel přímo výkon turbíny pouze změnou produkce páry a jsou-li regulační ventily plně otevřeny, tak se jedná o regulaci klouzavým tlakem. Regulační ventily v tomto případě neškrtí admisní páru. Ke škrčení dochází jen v situaci, kdy dojde k rychlým změnám tlaku před turbínou a je nutné v parovodech udržovat minimální hodnotu tlaku.

Principem regulace obtokem je zapojení přetěžovacího ventilu do průtočné části. Využívá se krátkodobé přetížitelnosti turbíny. Účinnost TG je však nižší.

Z výše uvedených poznatků plyne, že z energetického hlediska má negativní dopad regulace škrtící, kdy ventil spojitě reguluje v celém rozsahu od najetí až po nominální provoz.

4 Nestability v proudu

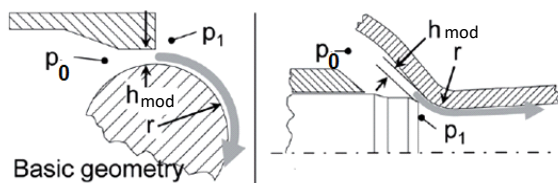
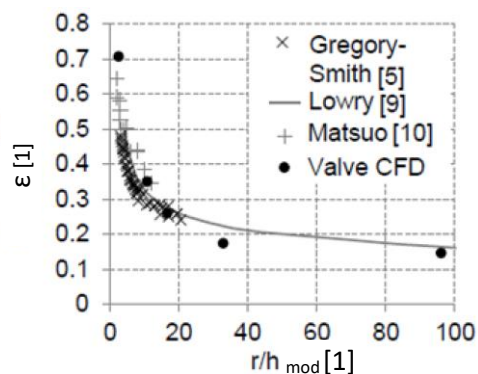
V této kapitole je uspořádán soubor některých výzkumných prací zabývajících se nestabilitami ve ventilech. Topologie proudu při nestacionárním proudění závisí na mnoha faktorech. Především zde stojí otázka, jakým způsobem znázornit stabilní chování ventilů. Domnick [1] vytvořil průtokovou charakteristiku viz. obr. 5, kde je zobrazen bezrozměrový hmotnostní průtok v závislosti na tlakovém poměru. Cílem je stanovit, při jakých zdvích v závislosti na tlakovém poměru dochází k výraznějšímu vývoji nestabilit a této oblasti se vyhnout posunutím provozní křivky mimo tuto nebezpečnou oblast.



Obr. 5: Charakteristika ventilu rozdělená na stabilní a nestabilní oblast [1]

4.1 Selhání Coandova efektu

Domnick [1] popsal Coandův efekt při pozorování proudu obtékajícího tvar sedla a difuzoru ventilu. V některých případech byl tento efekt narušen a objevovalo se odtrhávání proudu od stěny. V případě odtržení proudu od stěny je proud veden do centra difuzoru, kde se vytváří zpětné proudění. Domnick [8] ve svém článku uvedl, že selhání Coandova efektu a následného odtržení proudu od stěny závisí především na poměru r/h_{mod} , kde r je poloměr sedla a h_{mod} je vzdálenost mezi sedlem a kuželkou. Geometrie a závislost mezi tlakovým poměrem ϵ a geometrickým poměrem r/h_{mod} je znázorněna na obr. 6. Tato teze o vlivu Coandova efektu je také potvrzena Šťastným v jeho článku [2]. Dle Šťastného [2] je proud oddělen od sedla a následně přilne ke kuželce. Důsledkem této separace proudu od sedla je vytváření proudění ve středu difuzoru, kde se objevují nadzvukové a podzvukové oblasti.



Obr. 6: Vzájemná závislost ϵ a r/h_{mod} a geometrie ventilu [1]

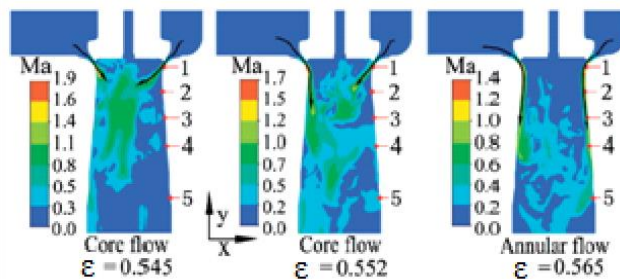
4.2 Nadzvukové proudění

Domnick [1] předkládá názor, že nestability mohou být spojeny s nadzvukovým prouděním. Důsledkem je vytvoření proudového pole, které je symetrické v některých případech a asymetrické za jiných okolností v odlišných provozech. Symetrické odtrhávání proudu od stěny je způsobeno rázy při nízkých tlakových poměrech. Proud se odtrhává od stěn a je veden do centra difuzoru. Proud v jádru difuzoru je velmi nestabilní a vytváří velké tlakové fluktuace.

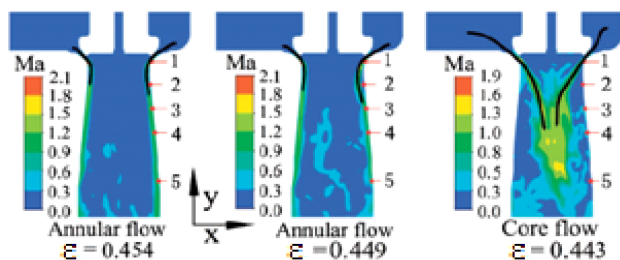
Li-fei Zeng [4] popisuje proces odtrhávání proudu uvnitř ventilu. Proud se odtrhává od obou stran. Jednotlivé svazky proudu se vzájemně ovlivňují a narážejí do sebe. Místo, kde se setkávají oba proudy, se nazývá bod dopadu „impinging point“. Tento bod se pohybuje jak v čase, tak i v prostoru (ve směru ke stěnám) viz. obr. 7 ($\varepsilon = 0,4-0,6$) a obr. 8 ($\varepsilon = 0,6-0,4$). Zde je jasně rozeznatelný proud přilnutý ke stěně difuzoru (autor se při tomto ději odkazuje na vliv Coandova efektu), popřípadě proud koncentrovaný ve středu difuzoru. Je-li tlakový poměr vyšší, tak rychlost a intenzita vibrací klesá. Šťastný [2] se zmiňuje o disipaci kinetické energie několika rázovými vlnami a vysokofrekvenčních pulzech. Frekvence se nacházejí v širokém rozmezí 0-3500Hz viz. Tajč [3]. Bednář [6] předpokládá, že vysoké frekvence jsou iniciovány při malých tlakových poměrech a nízkém zdvihu.

Interakce mezi rázovými vlnami a víry je spojena s transsonickou nestabilitou, která je způsobena velkými tlakovými oscilacemi. Maršík [12] se ve vztahu s transsonickými nestabilitami zmiňuje o periodických oscilacích proudu, spojených s proměnlivým supersonickým polem a s proměnlivou velikostí tohoto pole. Dochází také k proměnlivému oddělování mezních vrstev. Bednář [6] upozorňuje na nízké frekvence spojené s periodickými nespojitými vírovými strukturami pod kuželkou. Průměrná rychlost proudu je rozdílná od rychlosti vírů. Výsledkem těchto interakcí jsou velké tlakové pulzace. Frekvence závisí na velikosti vírů. Malé víry jsou vytvářeny při nízkých zdvizech a vysokých frekvencích. Naopak pokud jsou víry velké, tak je frekvence nízká. Li-fei Zeng [4] popisuje rázově-turbulentní interakce při frekvenci okolo 2030Hz. Tento autor také zmiňuje interakci mezi odraženými rázovými vlnami a turbulentním proudem ve středu difuzoru. Dle Domnicka [8] je proud oddělen rázovými vlnami a přemísťuje se do středu difuzoru. Zde se vyskytují expanzní a rekompresní zóny. Zmíněné provozy jsou zakresleny v komplexním obrázku znázorňujícím stabilní a nestabilní oblast viz. obr. 9.

Autor [1] popisuje velké dynamické síly, jež jsou spojeny s rázovými oscilacemi. V případě, že je tlakový poměr blízko hodnotě, kdy dochází k přilnutí proudu, jedna strana přilne vlivem nestacionarit. Proud na protilehlé straně působí na tento přilnutý proud ve směru ke stěně difuzoru. Vzniká zde místní tlakové pole, které stabilizuje přilnutý proud ke stěně a asymetrická topologie je tedy stabilní. Domnick [8] se také zmiňuje o asymetrickém proudě, který se objevuje, jestliže je tlakový poměr na ventil o něco nižší než tlakový poměr při přilnutém proudě viz. obr. 9 - C). Proud se odtrhává od stěny. Nastává znovupřilnutí jednoho paprsku proudu a asymetrická topologie proudu je vytvořena. Zde se objevují velké dynamické transverzní (příčné) síly. Autor připisuje toto chování nesymetrickému rozložení tlaku v oblasti sedla. Znovupřilnutí se jeví v regionech s vyšším tlakem. Výsledkem tohoto jsou velké tlakové fluktuace, které jsou spojeny s velkou úrovní vibrací. Li-fei Zeng [4] se domnívá, že asymetrický proud vnáší jistá rizika a negativně ovlivňuje pevnost kuželky. Vytváří se zde točivý moment. Bednář [5] předkládá názor, že nadzvukové proudění a rázové vlny nemají přímou souvislost s náhlými změnami tlaku ve ventilu a ovlivňují pouze potrubí za ním.



Obr. 7: Rozložení Machova čísla při tlakovém poměru v rozmezí $\varepsilon = 0,4-0,6$ [4]

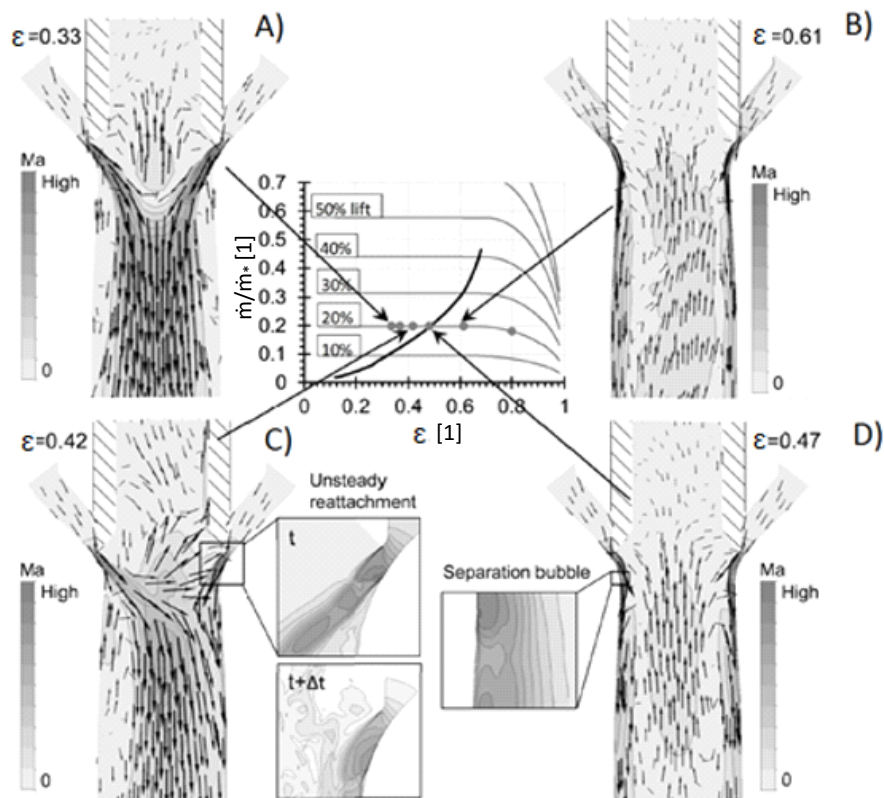


Obr. 8: Rozložení Machova čísla při tlakovém poměru v rozmezí $\varepsilon = 0,6-0,4$ [4]

4.3 Zpětné proudění a volné smykové vrstvy

Liu [7] se zabýval zpětným prouděním ve ventilech. Přisuzoval axiální vibrace zpětnému proudění, které je buzeno nadzvukovým „impinging“ efektem. Zaměřil se na vstup do ventilu (přímý vs. stranový vstup). Stranový vstup, kdy médium proudí okolo vřetena, je spojen s asymetrií a rotací proudu. Tento proud je nestabilní a vytváří se „impinging“ proudy mezi kuželkou a sedlem. Výsledkem tohoto je zpětný proud, který naráží do kuželky. Dle jeho mínění tento jev nastává, když fluktuující síly jsou větší, než tlumící efekt systému. Kuželka může být poškozena laterálními silami způsobujícími zpětné proudění a fluktuujícím supersonickým nebo transsonickým proudem uvnitř ventilu. Stabilnějšího provozu může být dosaženo, pokud se zvýší hmotnostní průtok do ventilu nebo se zvýší tlumící efekt systému.

Domnick [1] popisuje volné smykové vrstvy mezi zpětným prouděním ve středu ventilu a stěnou difuzoru. Tyto volné smykové vrstvy způsobují tlakové fluktuace uvnitř difuzoru. Do proudu byly vloženy usměrňovače (umístěním, tvarem atd. se věnuje oddíl usměrňovače v kapitole 5.2). V těchto usměrňovačích se konsoliduje proud vstupující do ventilu, a to zejména při velkých zdvizech. Kromě toho se zde vytvářejí vírové struktury, jež narušují volné smykové vrstvy ve ventilu. Liu [7] se zmiňuje o smykových silách, které jsou v přímém poměru s přírůstkem rychlosti. Výsledkem těchto interakcí je tvorba zpětného proudění pod kuželkou. Liu dále popisuje interakci volných smykových vrstev. V případě, že volné smykové vrstvy dopadají na pevné rozhraní, tak se vytváří vlna. Tato vlna se může odrážet a opět interagovat s volnou smykovou vrstvou. Tento děj se opakuje a vlna se postupně stává silnější a nestabilnější. V důsledku této nestability se vytváří tlakové pulzace a zvýšený hluk.



Obr. 9: Časově závislé rychlostí pole [1]

4.4 Expanze páry a oddělování bublin

Šťastný [2] uvažuje, že nestability mohou být způsobeny náhlou expanzí páry pod kuželkou, ačkoli tato možnost je dle něj velmi nepravděpodobná. Bednář [6] doplňuje tuto teorii. Popisuje, že tento proces se objevuje, je-li expanze páry v divergentní části dýzy podchlazená o $\Delta T \sim 15^\circ\text{C}$. Dle posudku spoluautora práce Petra kondenzační šok nezpůsobuje tlakové pulzace a oscilace. Bednář [5] ve svém článku upozornil, že frekvence způsobené vlnami nemají přímý vliv na kuželku, nicméně mají vliv na potrubí za ventilem.

Domnick [8] popisuje oddělování bublin, je-li tlakový poměr blízko přilnutému proudu viz. obr. 9 - D). Podobný jev byl popsán Clari [11]. Tento jev se objevil, když byl tlakový poměr nastaven na hodnotu 0,524 v rovině vzdálenosti ke stěně 0,5mm.

4.5 Ostatní nestability

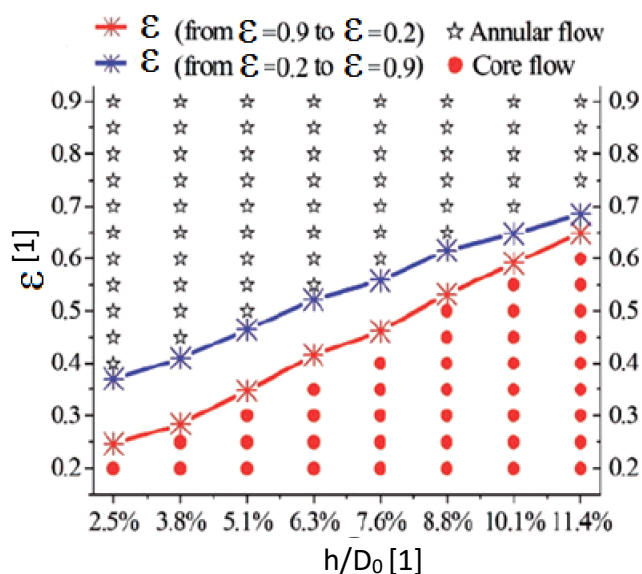
Otázka stability je závislá na síle proudu dle Liu [7]. Tato síla proudu, která souvisí se silovými účinky vírových struktur, působí na kuželku a další komponenty uvnitř ventilu. Autor upozorňuje, že tyto víry nejsou iniciovány v těle ventilu, protože objem na tvorbu víru není dostatečný.

Liu [7] uvedl zajímavý závěr, že topologie struktur ve všech turbínových ventilech je velmi podobná. Tento závěr byl proveden na základě simulací 3D modelu. Předpokládá se, že tato domněnka může být platná pouze pro podobnou geometrii.

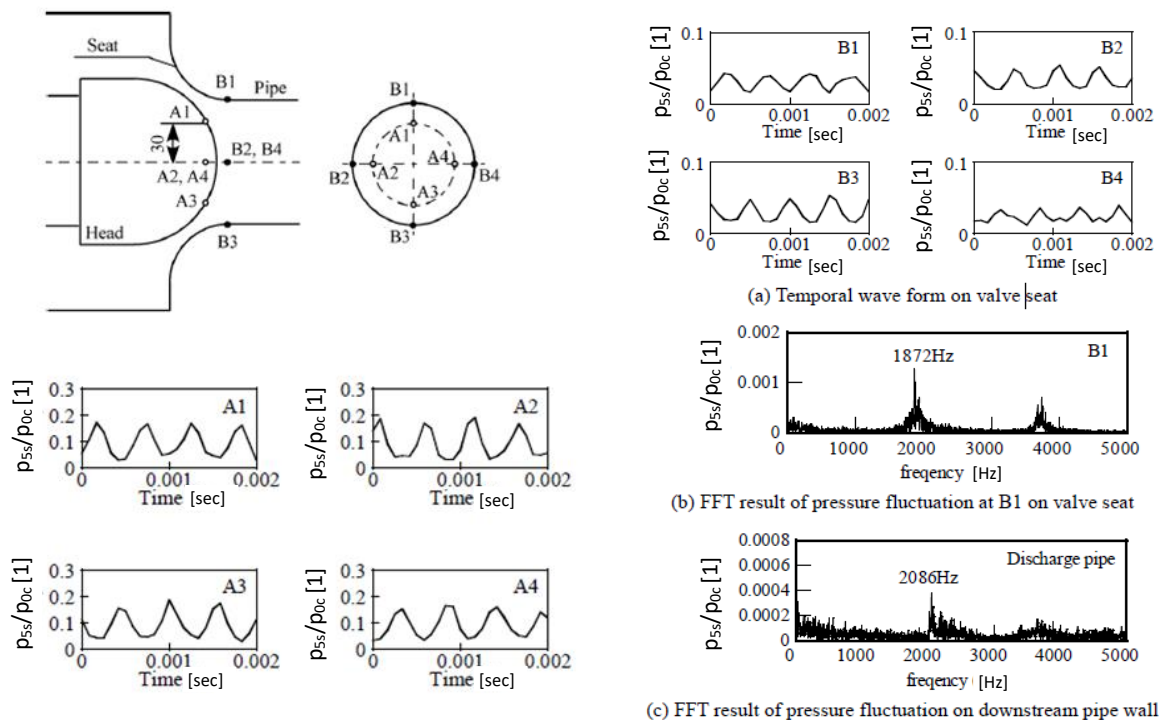
4.6 Nestability uvnitř ventilu během neustáleného provozu

Velmi zajímavý závěr byl představen autorem Li-fei Zeng [4]. Dle jeho výzkumu se u ventilů projevuje hystereze. Vše je závislé jednak na tlakovém poměru a také na změně provozu. Na obr. 10 je ukázaná závislost h/D_0 vs. ε (tlakový poměr – výstupní tlak p_{2s} ku vstupnímu tlaku p_{0c}). Na tomto obrázku je zobrazena oblast nežádoucího proudění ve středu difuzoru tzv. „core flow“ a také žádoucího proudění tzn. „annular flow“. Rozdíly mezi těmito proudy se ztrácejí při dosažení otevření $h/D_0 > 11.4\%$. Proudová topologie mezi oblastmi „core flow“ a „annular flow“ je nejistá. Dle jeho teorie je proud závislý na počátečním stavu proudění, tzn. „initial flow“. Jinými slovy charakter proudění zůstává stejný, jako byl původní charakter proudění. To znamená, že za stejných podmínek se mohou vyskytovat ve ventilu dvě různé topologie proudění (Pozn. autora: ovšem ne ve stejný čas).

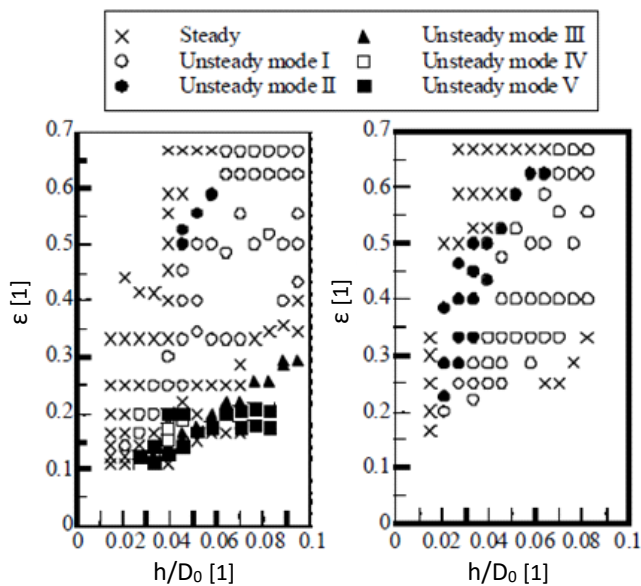
Yonezawa [9] rovněž vyšetřoval tlakové pulzace. Měřil tlaky po obvodě kuželky a na sedle při různých h/D_0 a ε . Rozdělil topologii proudu do 5 módů (mode I-V). Mód I se zdá být náhodný v čase s pulzními vlnami. Amplitudy tlakových pulzací jsou vyšší na sedle než na kuželce. Topologie proudu v módu II je podobná topologii jako v módu I, ale zde jsou větší tlakové pulzace na kuželce než na sedle. V módu III se objevují periodické tlakové pulzace se stejným fázovým úhlem v obvodovém směru. Frekvence v tomto módu je blízko frekvenci rezonance. Módy IV a V ukazují periodické a asymetrické tlakové fluktuace. Fáze je v tomto nestabilním případě módu IV posunutá o 90° . To je způsobeno obvodovou rotací. Vyskytuje se zde podobná topologie mezi B2 a B3 a mezi B1 a B4. Zde je zjevný výskyt protifází, porovnájí-li se skupiny. Frekvence je zde 1872Hz v oblasti sedla. Pozorování výše popsaného módu IV a V je znázorněno na obr. 11. Módy a rozložení je ukázáno v obr. 12. Autor také zmiňuje podobný názor jako Li-fei Zeng a to, že dvě různé proudové topologie se mohou vyskytovat za stejných podmínek.



Obr. 10: Závislost relativního zdvihu h/D_0 na tlakovém poměru ε [9]



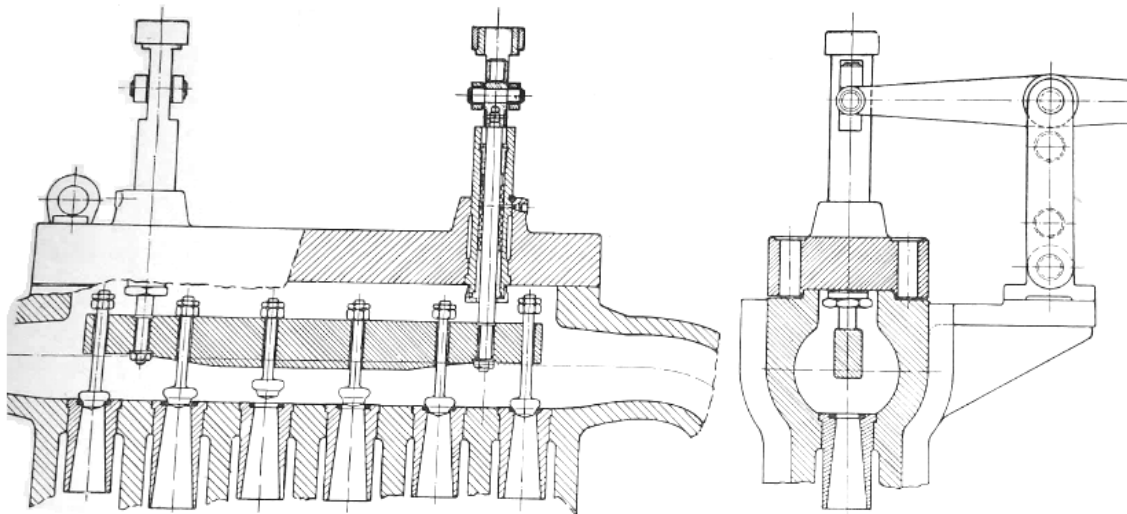
**Obr. 11: Levý horní obrázek: Rozprostření odběrů tlaku;
 levý obrázek spodní část: nestabilní mód IV $h/D_0 = 0,039$, $\varepsilon = 0,16$;
 pravý obrázek: nestabilní mód V při $h/D_0 = 0,039$, $\varepsilon = 0,13$ [9]**



**Obr. 12: Rozprostření četnosti módů při: snižování tlakového poměru (levá strana)
 zvyšování tlakového poměru (pravá strana) [9]**

5 Geometrické a konstrukční řešení

Při návrhu ventilu hraje důležitou roli návrh geometrie. Jedná se o tvar sedla, kuželky, úhel difuzoru, samotné konstrukční řešení atd. Špatně volená geometrie, popř. konstrukce, může vést k narušení proudnic, a tím i k negativnímu ovlivnění mezní vrstvy proudu. Cílem geometrických úprav vnitřních částí ventilu popřípadě konstrukčních prvků, které zvyšují tlumení, je zamezení tlakových pulzací nebo alespoň snížení jejich intenzity. Každý výrobce se staví k problematice odlišným způsobem. Nutno podotknout, že odlišnosti se vyskytují i u ventilů téhož výrobce určených pro různý druh regulace. Příkladem mohou být regulační ventily vyráběné v DSPW. Jedním je regulační ventil se škrťací regulací a druhý s regulací traverzovou, která se vyznačuje odlišnou konstrukcí sedla viz. obr. 13. Tato kapitola je určena především jako přehled doposud aplikovaných konstrukčních řešení.



Obr. 13: Ventilová komora s traverzovou regulací

5.1 Tlumící prvky

5.1.1 Dusič

Dusič, anglicky „muffler“, je komponenta ve tvaru prstence s perforováním, jenž je umístěná na sedle před dosedací plochou kuželky. Perforování jednak rozmělnjuje proud a rovněž jej usměrňuje do difuzoru. Aplikace do praxe přinesla pozitivní výsledky, avšak za cenu větší tlakové ztráty. Nicméně jak uvádí např. Tajč, lze tlakovou ztrátu částečně vykompenzovat předdimenzováním počtu otvorů v síti, popřípadě vytvořením většího zdvihu. Zde je na místě poznamenat, že vyšší zdvih má negativní dopad do ceny servopohonu. Na druhou stranu vyšší tlaková ztráta, projevující se zejména při nižším zdvihu, může mít i příznivý vliv. Při vysokých tlakových poměrech se totiž snižuje průtočné množství do ventilu a tak při malém otevření ventil skokově nepustí přespříliš velké množství páry do turbíny a regulace je tak plynulejší.

5.1.2 Síta

Síta jsou komponenty, které se do ventilové komory umísťují před kuželky. Úkolem síta je zamezit vniku pevných částí do ventilu, potažmo do průtočné části turbíny. Účelem síta je také zrovnoměnit proud směřující do difuzoru. Síta mohou být tvořena rozličným počtem děr o různé velikosti a tvaru. Dírky dokonce mohou v sítu měnit směr proudění páry. Udávání tangenciální rotace páře napomáhá ke stabilizaci kuželky a odstředivá síla působí na proud tak, aby byl přilnutý ke stěně. Vlivem odstředivé síly dojde k nárůstu tlaku u stěny. Konstrukce síta musí být zhotovena dle jistých pravidel. Blíže se problematice bude věnovat odstavec níže „úprava síta“. Síto je zobrazeno na obr. 14.



Obr. 14: Fotografie síta regulačního ventilu

5.1.3 Přídavná pára

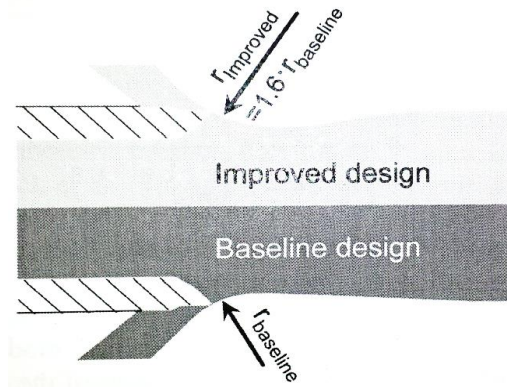
Přídavná pára (pomocná pára) viz. Klemsa [13], se používá v některých případech ke stabilizaci vřetena. Silovými účinky rovněž působí na kuželku v opačném směru než admisní pára, takže k ovládní ventilu je potřeba použít nižší ovládací sílu. Přídavná pára se aplikuje zejména pro kombinované ventily vícetělesové turbíny, kdy je přídavná pára odebírána z výstupního potrubí VT dílu „vratná pára“ a je zaústěna do ucpávkové oblasti STRV ventilů. Tlaková diference mezi pomocnou a admisní párou je tedy ponížena jen o ztrátu přihříváku.

5.2 Změna tvarů, úpravy / optimalizace (úhel difuzoru, tvar sedla)

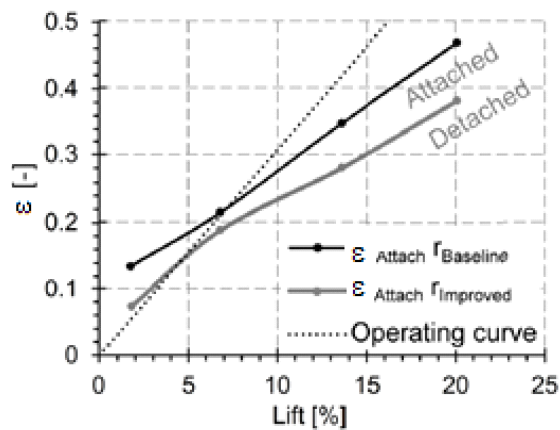
5.2.1 Tvar sedla

Pozitivní vliv na proudění měla úprava sedla. Došlo k odstranění jednoho ze dvou radiusů sedla, což způsobuje plynulý přechod proudu do difuzoru a zlepšuje proudové poměry.

Domnick [8] se v souvislosti s tvarem sedla zaměřuje na Coandův efekt. Zvětšil poloměr z $r_{baseline}$ na $r_{improved}$ viz. obr. 15. Tyto změny významně přispívají ke stabilizaci provozu zobrazeného na obr. 16, kdy došlo k posunu provozní křivky do stabilní oblasti.



Obr. 15: Geometrie sedla turbínového ventilu [8]



Obr. 16: Vliv změny poloměru sedla na stabilitu provozu [8]

5.2.2 Úprava síta

V minulosti bylo dosaženo snížení tlakové ztráty optimalizací poměru průtočné plochy otvorů síta a plochy hrdla difuzoru. Panuje názor, že je-li poměr příliš malý, tak dochází k velkému škrcení admisní páry na sítu. Naopak pokud by byl poměr předimenzován, tak by byla snížena funkce síta a síto by přestalo stabilizovat proudění, zrovnoměrňovat proud, zredukoval by se vliv tangenciální rotace proudu a vznikaly by nestability, které by měly za následek zvýšení tlakové ztráty.

5.2.3 Difuzor

5.2.3.1 Difuzor - úvod

Kapitola věnující se difuzorům byla sepsána především s pomocí literatury [16], [17], [19], [30] a [31]. Jak již bylo zmíněno v úvodu, difuzor je část ventilu, kde dochází ke změně kinetické energie na tlakovou energii. Právě v této části ventilu jsou pozorovány skokové změny tlaku, jejichž výsledkem jsou pulzy v potrubí a následně i vyšší tlakové ztráty. Z tohoto důvodu je třeba této části ventilu věnovat patřičnou pozornost. Difuzor je kanál mající tvar divergentní dýzy. V případě regulačních ventilů se jedná o rotačně symetrický kanál. Difuzor by měl být navržen tak, aby úhel a délka difuzoru nezpůsobovaly problémy se stabilitou. Právě parametry, jako je délka a úhel rozevření hrají významnou roli při návrhu. Délka musí být navržena tak, aby se dosáhlo požadovaného tlaku před lopatkovou mříží, přičemž rozevření nesmí být příliš velké, aby nedocházelo k trhání mezní vrstvy od stěny při vyšších rychlostech, a rovněž nesmí být příliš malé, aby délka difuzoru nedosahovala velkých rozměrů. V případě, že je na návrh difuzoru pohlíženo z hlediska ztrát, tak je nutné docílit kompromisu. Difuzor nesmí být navržen příliš dlouhý, aby nedocházelo k vysokým třecím ztrátám. Difuzor lze zkrátit větším rozevřením. Nicméně nesmí docházet k trhání mezní vrstvy, kdy ztráty dosahují neúnosných hodnot provázených sekundárním prouděním. Difuzor je definován stupněm rozevření n dle rovnic (5.1), (5.2) popř. (5.3) a úhlem rozevření φ . Pomocí stupně rozevření a úhlu rozevření se dá jednoduše odvodit délka difuzoru L , viz. rovnice (5.4), (5.5) až (5.6). Tyto základní geometrické parametry jsou zobrazeny na obr. 17. Ve spodní části obrázku jsou patrné průběhy střední rychlosti a tlaku podél difuzoru.

Obecný předpis pro stupeň rozevření lze vyjádřit ve tvaru:

$$n = \frac{S_2}{S_1} \quad (5.1)$$

což lze přepsat pro difuzor kruhového průřezu na

$$n = \frac{D_2^2}{D_1^2} \quad (5.2)$$

respektive pro dvourozměrný difuzor platí

$$n = \frac{H_2}{H_1} \quad (5.3)$$

Odvození délky difuzoru:

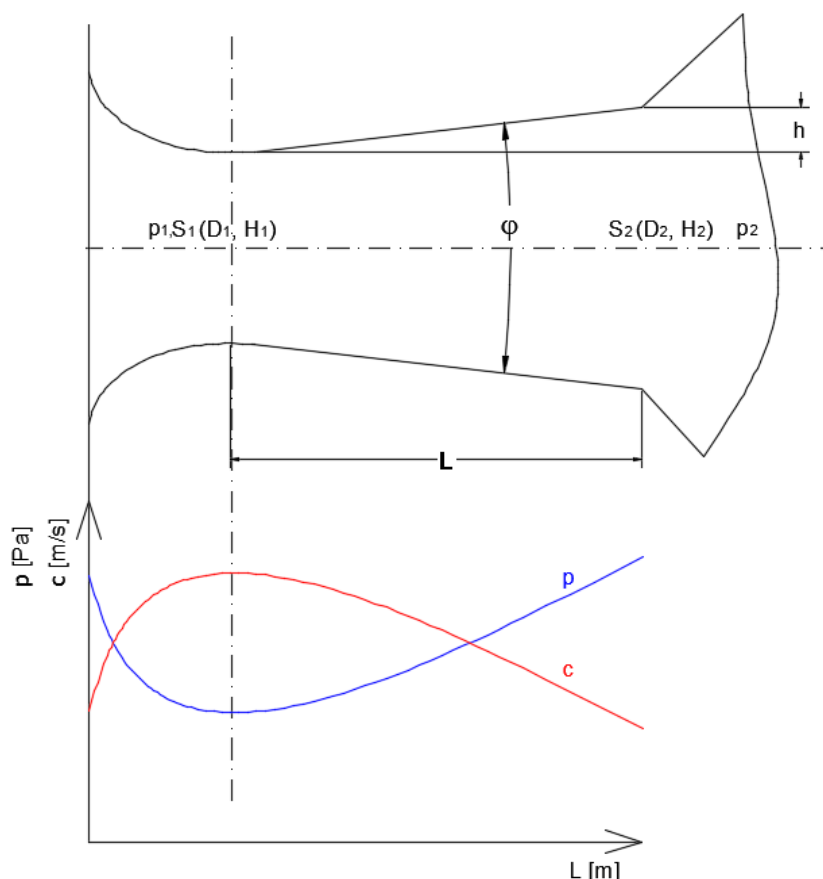
$$h = \frac{S_2 - S_1}{2} \quad (5.4)$$

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{h}{L} \quad (5.5)$$

$$L = \frac{h}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \quad (5.6)$$

Termodynamické děje v bezztrátovém difuzoru lze pro ideální vratný děj popsat vztahem odvozeným z energetické rovnice viz. rovnice (5.7).

$$i_{2s} + \frac{1}{2} c_2^2 = i_{1s} + \frac{1}{2} c_1^2 \quad (5.7)$$

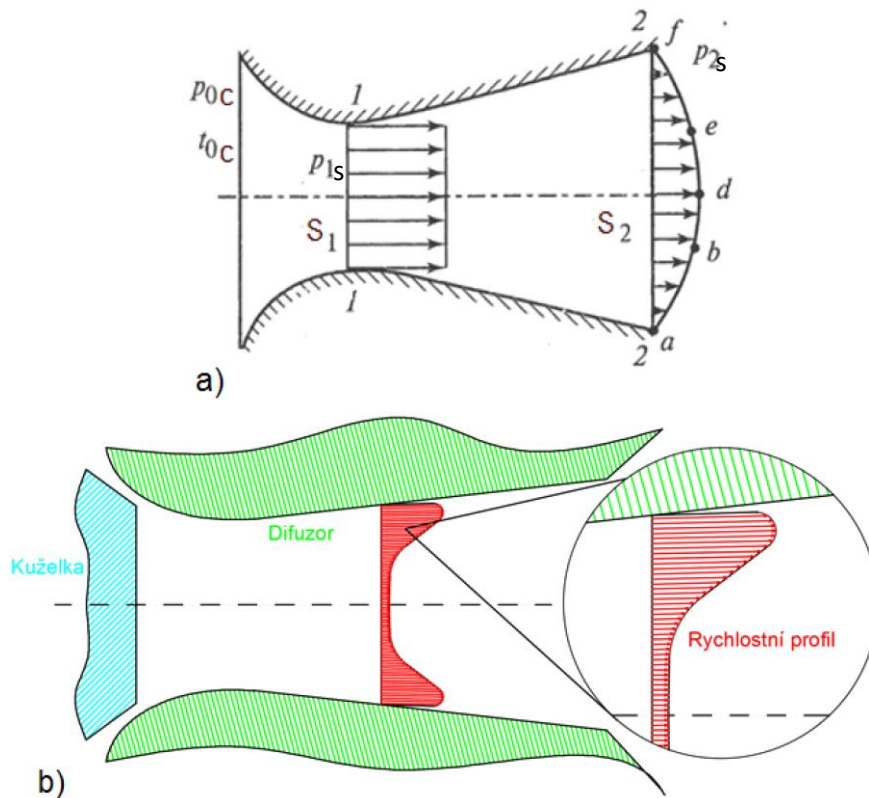


Obr. 17: Geometrické parametry difuzoru

5.2.3.2 Přeměna energie v difuzoru

Na obr. 18 - a) jsou zobrazené rychlostní profily v difuzoru. Přeměna kinetické energie na tlakovou je zobrazena v *i-s* diagramu obr. 19 [16]. Z obou těchto obrázků je evidentní, že největší kinetické energie na výstupu difuzoru je dosaženo právě ve středu difuzoru v bodě *d* a naopak nulové kinetické energie, kdy tlak statický je roven tlaku celkovému v bodě *a, f* při stěně difuzoru. V praxi se však používá středních rychlostí, jež se obdrží z rychlostního profilu. Termodynamický proces je zobrazen na obr. 20. Dle Dejče [19] střední tlak v difuzoru narůstá nejvíce ve vstupní části. V dalších částech difuzoru začíná od jistého poměru ploch $n_{mezni} = S_2/S_1$ tlak klesat. Dále autor zmiňuje, že se zvětšováním vstupní rychlosti ve vstupním průřezu vzrůstají kladné tlakové gradienty, a to intenzivněji především na vstupu.

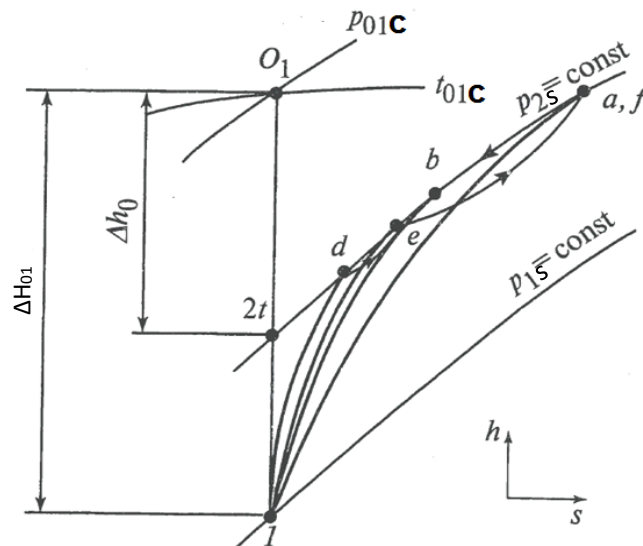
Pozn. Dosažení takto rovnoměrného profilu na vstupu do difuzoru obr. 18 - a) je pouze čistě teoretické. Skutečnému rychlostnímu profilu ve ventilu se spíše podobá obr. 18 - b).



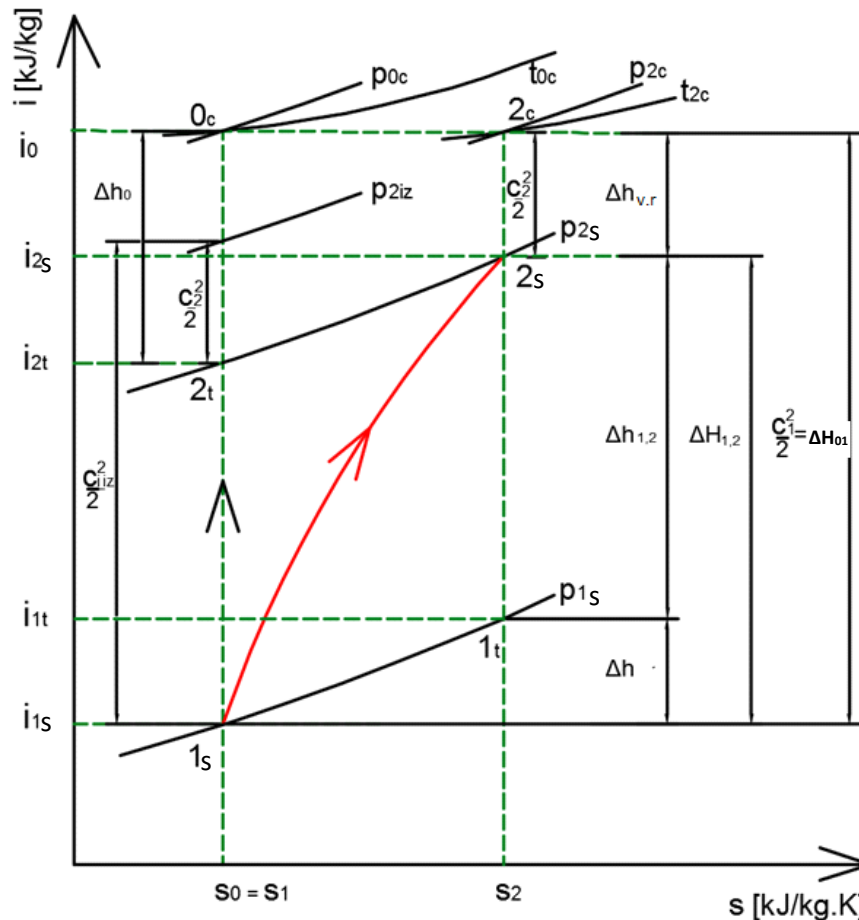
a) v prostém difuzoru bez kuželky [16]

b) v difuzoru s kuželkou

Obr. 18: Schéma proudění v difuzoru



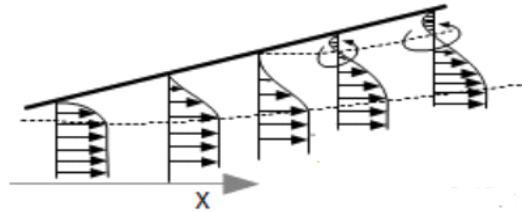
Obr. 19: Změna parametrů na výstupu difuzoru zobrazených po výšce rychlostního profilu [16]



Obr. 20: Skutečná komprese v podzvukovém difuzoru

5.2.3.3 Ztráty v difuzoru

Ztráty v difuzoru budou definovány prostřednictvím ztrátového součinitele ζ . Tento koeficient je dále indexován dle druhu ztrát. Vnitřní ztráty a ztrátové teplo má za následek dle 2. zákona termomechaniky nárůst entropie. Jedním typem energetických ztrát v difuzoru jsou třecí ztráty, které jsou především závislé na dynamickém tlaku, jenž výrazně roste s druhou mocninou rychlosti. Ve ventilech se však nemohou volit příliš nízké rychlosti a to z ekonomických důvodů. Nejčastěji se volí v nejužším místě 110-120m/s. Tato hodnota není fixní, ale liší se typem regulace a požadavky na tlakovou ztrátu ve ventilu. Dalším druhem ztrát jsou ztráty vzniklé tvorbou vírů. V neposlední řadě se v difuzoru mohou vyskytovat ztráty způsobené velkým rozšířením, kdy dochází k odtržení mezní vrstvy, což může způsobit další výrazný přírůstek ztrát. Od jistého úhlu mohou ztráty při odtržení mezní vrstvy dosahovat větších hodnot, než při náhlém rozšíření. Rychlostní profil při odtržení mezní vrstvy je zobrazen na obr. 21. Škorpík [131] popisuje odtržení mezní vrstvy, ke kterému dochází, má-li celkový tlak v mezní vrstvě nižší hodnotu, než tlak statický za difuzorem. Následně vzniká zpětné proudění v difuzoru, odtržení mezní vrstvy a celkové zaviření oblasti. Díky poklesu kinetické energie dojde ke snížení celkového tlaku v mezní vrstvě. Odtržení mezní vrstvy lze oddálit dodáním energie (hybnosti) do proudu u stěny difuzoru. Proto je výhodnější turbulentní mezní vrstva, která jak je známo, bývá odolnější proti odtržení proudu. U turbulentního proudění dochází k výměně hybnosti mezi stěnou a hlavním proudem.

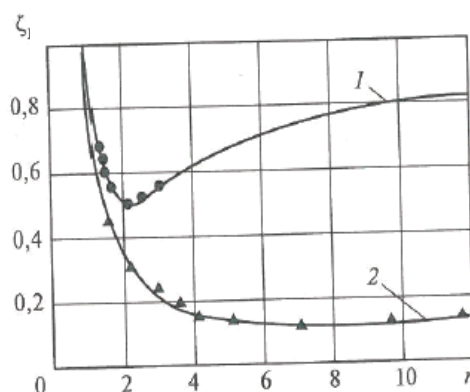


Obr. 21: Rychlostní profil při odtržení mezní vrstvy v difuzoru [131]

Z výše uvedeného vyplývá, že impulzní mezní vrstva δ^{**} , která reprezentuje hybnost proudu a tlakový gradient dp/dx rozhoduje o proudění v difuzoru a vypovídá o poklesu tlaku podél stěny. Tlakový gradient je svázán s geometrickými charakteristikami jako stupeň rozšíření n a úhel rozevření φ . V praxi se používaly difuzory s rozšířením $S_1:S_2 = 1:1,6; 1:2; 1:2,4; 1:3$ a $1:4$. Difuzory s nejméně používaným rozšířením jsou vyznačeny tučně. První dva mají velké rozšíření a může docházet k trhání mezní vrstvy. Naopak poslední dva vycházejí příliš dlouhé.

Difuzor může být z hlediska gradientu tlaku navržen s konstantním gradientem tlaku $dp/dx = \text{konstanta}$ nebo s proměnlivým tlakovým gradientem $dp/dx = f(x)$. Dle Dejče je druhá varianta výhodnější z hlediska trhání proudu. Autor preferuje velké tlakové gradienty na vstupu do difuzoru s následně klesajícími gradienty směrem k výstupní části pro malé úhly rozevření. Dále poukazuje i na možnost, že i u difuzoru s rovnými stěnami (tj. je-li $dp/dx = \text{konstanta}$) lze dosáhnout požadovaných hodnot. Pokud je však rozevření difuzoru příliš velké, tak je nutné naopak snížit tlakový gradient na takovou hodnotu, aby došlo k dislokaci místa odtržení proudu ve vstupní části směrem k výstupu.

Závislost mezi stupněm rozšíření n a ztrátami ζ je znázorněna na obr. 22, jenž byl převzat z literatury Zarjankin [17]. Křivka číslo 2 označuje průběh ztrát při daném rozšíření pro úhel difuzoru 7° . Proud je ideálně přilnutý ke stěně. Křivka číslo 1 označuje další limitní případ s velkým rozšířením úhlu difuzoru, kdy je proud odtrhnutý od stěny a směřuje do středu difuzoru.



Obr. 22: Vliv stupně rozšíření na ztráty v difuzoru pro různý úhel rozevření [17]

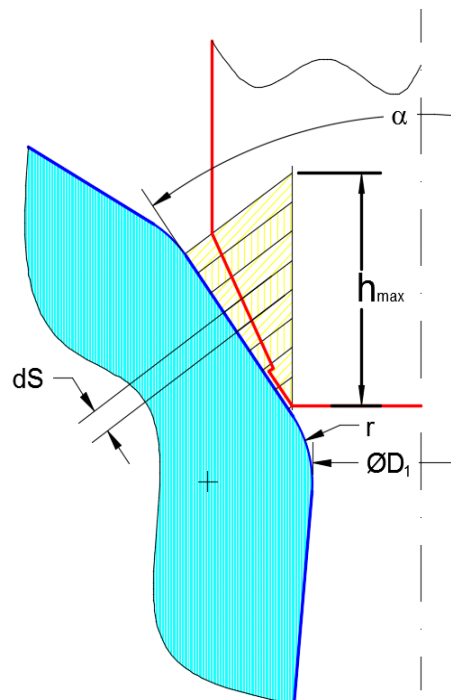
Kde:

$$\zeta = \frac{\Delta h_{v,r} + \Delta h}{\Delta H_{01}} \quad (5.8)$$

5.2.3.4 Konstrukční úpravy difuzoru

V minulosti se v DSPW používaly difuzory s úhlem rozevření 10° . Prověřilo se několik variant rozevření, přičemž se nejvíce v praxi osvědčila varianta s úhlem rozevření 7° .

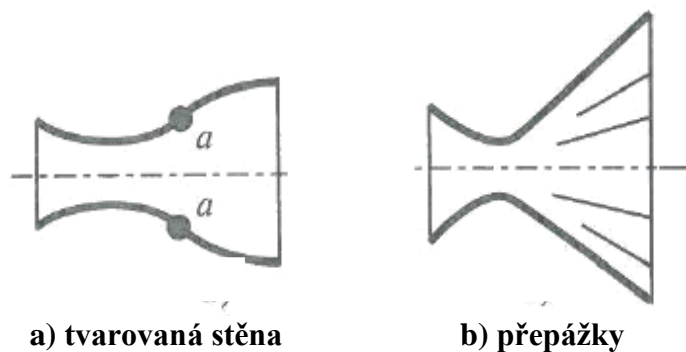
Snížením vstupního úhlu α se dá zmenšit otočení proudu a tak částečně eliminovat odtržení proudu od stěny sedla. Hodnota úhlu na vstupu do ventilu se navrhuje na 90° a 60° . Snižování úhlu však má i negativní dopady, protože snížení úhlu se musí kompenzovat vyšším zdvihem. Snižování má jistá omezení i z hlediska možnosti zdvihu kuželky, neboť příliš nízkým úhlem může být dosaženo klínovitosti a mohl by nastat problém s utržením kuželky od sedla. Ani poloměr sedla nesmí být příliš velký, protože by vzrostla plocha sedla a pohon by nebyl schopen překonat takto velkou sílu.



Obr. 23: Závislost průtočné plochy na zdvihu

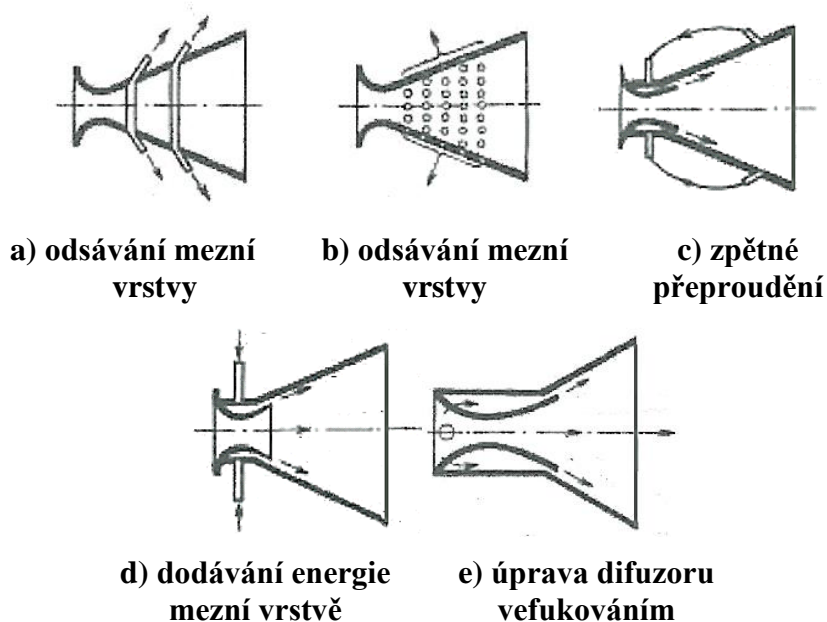
Částí ventilu je tzv. vstupní kanál. Jedná se o přímku mezi dvěma poloměry, viz. obr. 23. Těsnící plocha kuželky tvoří zhruba rovnoběžku s tímto kanálem. Účelem kanálu je vedení admisní páry do ventilu a také rovnoměrný nárůst plochy o hodnotu dS při otevírání ventilu tak, aby nedocházelo ke skokovému nárůstu množství při najíždění turbíny na výkon. Rovnoběžka by měla být dlouhá až do dosažení zdvihu h_{max} .

Zarjankin rozdělil opatření, které mohou vést ke stabilizaci průtoku v difuzoru na geometrické a aerodynamické. Geometrické úpravy difuzoru dle Zarjankina jsou reprezentovány obr. 24 - a), b).



Obr. 24: Úpravy difuzoru [17]

Na obr. 25 jsou zobrazené aerodynamické úpravy, jimiž lze dosáhnout přilnutého proudění ke stěně. V případě obr. 25 - a) je odsávána část proudu, kde jsou separovány částice s nízkou kinetickou energií z mezní vrstvy a jsou nahrazeny novými částicemi z hlavního proudu. Odsávání by mělo být umístěno před odtržením proudu. Jako nejefektivnější způsob ovlivnění topologie proudění popisuje autor řešení s perforovanými stěnami, jak je zobrazeno v případě obr. 25 - b). V případě obr. 25 - c) je využito zpětného přeproudění. Toto řešení bylo však vyhodnoceno jako neefektivní. Dalším návrhem je dodání energie mezní vrstvě obr. 25 - d). Toto řešení se jeví jako výhodné, a to díky unášecí vlastnosti přídavného proudu. Přídavný proud také způsobuje odklonění proudu ve směru kanálu. Aerodynamická úprava obr. 25 - e) popisuje přivedení zahlcovací páry přímo ze vstupní části. Jedná se o dvoustupňový difuzor se stěnovým foukáním. Toto řešení vykazuje velké snížení tlakových ztrát.

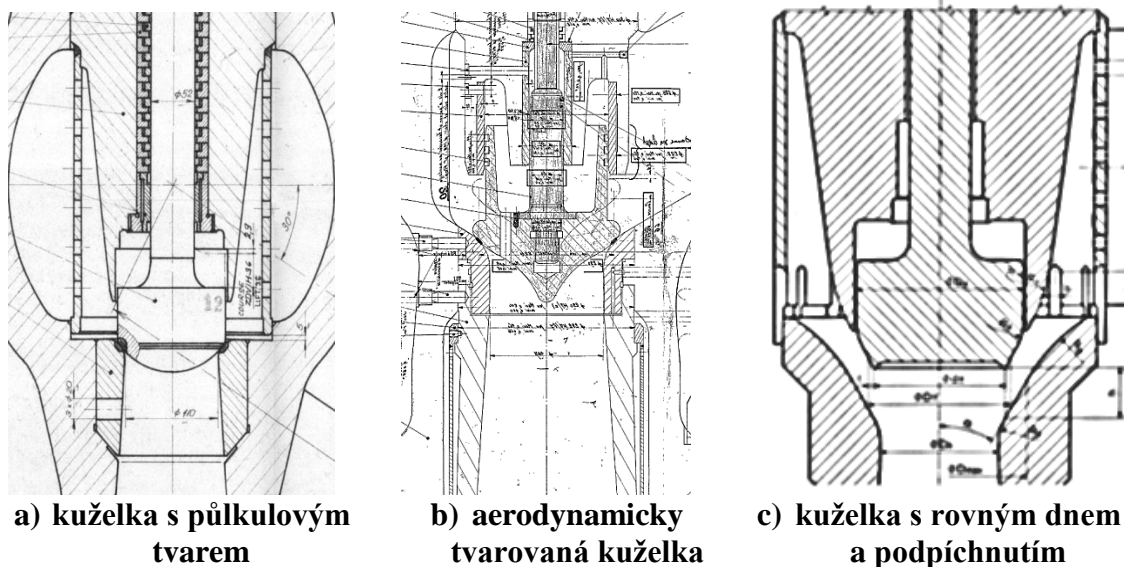


Obr. 25: Aktivní ovlivnění mezní vrstvy [17]

5.2.4 Tvar kuželky

V průmyslové praxi se používají různé varianty tvarů kuželek. Nutno poznamenat, že většina používaných kuželek má tvar špatně obtékaného tělesa. Na obr. 26 je zobrazeno několik typových tvarů kuželek. Na prvním obrázku zleva obr. 26 - a) se nachází kuželka s půlkulovým tvarem kuželka, obr. 26 - b) kuželka s aerodynamickým tvarem, obr. 26 - c) kuželka s podpíchnutím. Rozměry podpíchnutí se volí v závislosti na průměru hrdla difuzoru. Každá z těchto kuželek je již prověřena provozem. Kuželka s půlkulovým tvarem je aplikována např. na turbíně 160MW a v provozu je cca 25 let. Kuželka s aerodynamickým tvarem je aplikována např. na turbíně 250MW a v provozu byla cca 45 let. Kuželka s podpíchnutím je aplikována např. na turbíně 1000MW a v provozu je cca 15 let a podobný tvar se používá až do současnosti. Na kuželkách se může nacházet výstupek o výšce okolo 1mm, který slouží jako dosedací ploška mezi kuželkou a sedlem ventilu [20]. Tento návarek může být nitrídován a nakonec se zabrušuje proti sedlu, aby dosedací plocha těsnila. Lze předpokládat, že tento výstupek může způsobovat jisté indukované nestacionarit v prostoru mezi kuželkou a sedlem.

Důvod upřednostnění kuželky s rovným dnem a podpíchnutím zmiňuje Tajč [3]. Hlavní příčinou je tvorba nestacionarit při použití aerodynamicky tvarované kuželky, která má mnoho výhod v nominálním provozu, ale při částečném provozu se vytváří konvergentně-divergentní dýza (anulární) a proud následuje kuželku snadněji do středu difuzoru, než je-li použito ploché dno s podpíchnutím. Toto podpíchnutí nemá vliv na průtokovou charakteristiku. Bednář [6] se zmiňuje, že aerodynamicky tvarovaná kuželka má podobné tlakové ztráty v nominálním provozu jako kuželka s rovným dnem. Aby bylo dosaženo podobných tlakových ztrát, tak se v případě užití rovného dna zvětšil zdvih. Rovné dno však negarantuje přilnutý proud při transsonickém a supersonickém proudu, avšak intenzita je nižší než u aerodynamicky tvarované kuželky. Proto je kuželka s rovným dnem preferována jako kuželka pro spolehlivé provozy. Aerodynamicky tvarovanou kuželku je velice obtížné navrhnout, protože jak bylo zmíněno v úvodu, tak provozy při kterých je regulační ventil používán jsou proměnlivé viz. kapitola 3.



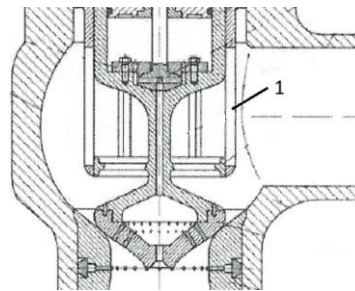
Obr. 26: Ventily s různě tvarovanými kuželkami

5.2.5 Vodící objímka kuželky

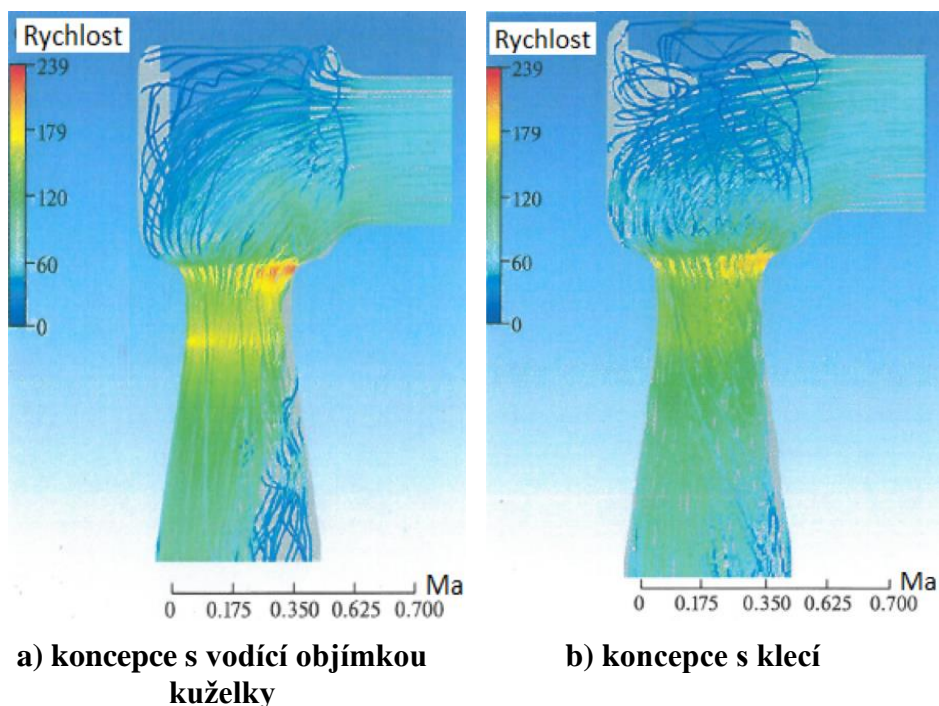
Zhang [10] provedl analýzu problémů spojených s turbínovými ventily a rozdělil buzení a vibrace indukované proudem na vibrace působící v axiálním a laterálním směru. Laterální směr může být omezen vodící objímkou kuželky, jak je zmíněno ve článku Bednář [5] a jak je napsáno například v článku Li-fei Zeng [4] nebo Clari [11]. Vodící objímka kuželky je ochranný prvek zabraňující dynamickému působení páry na kuželku. Lze jí uplatnit všude, kromě traverzové regulace, kde musí být ventily volně zavěšeny. Vodící objímka kuželky je patrná z obr. 1.

5.2.6 Úprava vodící objímky kuželky

Zarjankin [28] ve svém článku popisuje konstrukční vodící objímky kuželky viz. obr. 27. Jeho technické řešení objímky kuželky modifikoval jen na jakousi klec, jež stabilizuje kuželku proti ohybovému namáhání. Volný prostor okolo kuželky napomáhá k rovnoměrnému rozložení tlaku. Vyrovnanější rychlostní pole oproti původnímu konceptu je zřetelné z CFD simulace viz. obr. 28.



Obr. 27: Regulační ventil; 1 – klec kuželky [28]



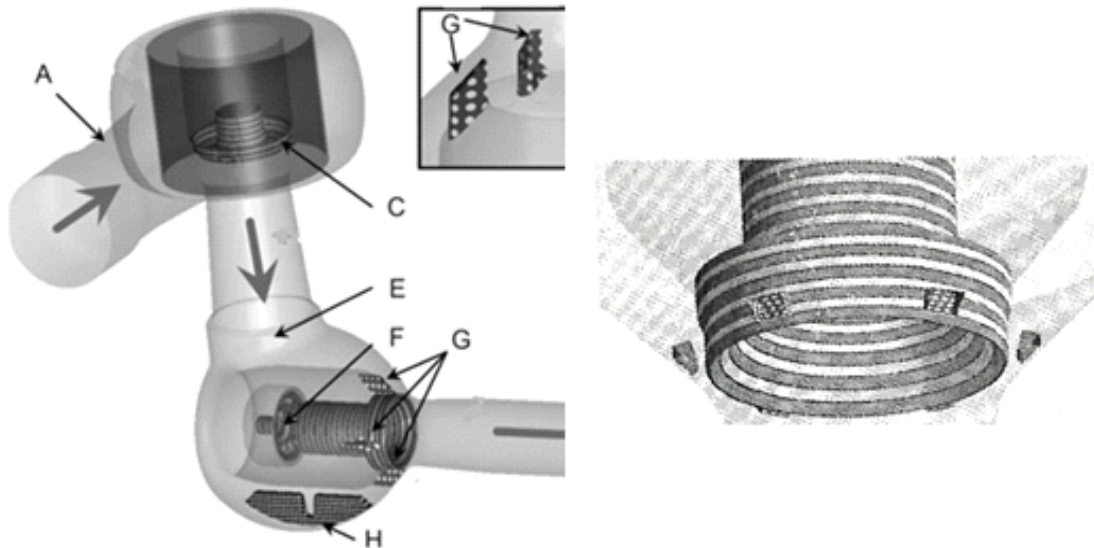
a) koncepce s vodící objímkou kuželky

b) koncepce s klecí

Obr. 28: Rychlostní pole v regulačním ventilu [28]

5.2.7 Usměrňovače, generátor vírů a zástěna

Domnick [1], [10] obr. 29 instaloval do proudu usměrňovače a generátor vírů před kuželku. Cílem je formovat průtok a vytvořit vírové struktury, které by narušovaly volnou smykovou vrstvu. Intenzita akustického modu byla snížena, ale dopad není významný, co se týká axiálních vibrací, je-li proud odtržený. Do ventilu je rovněž vložena přepážka bránící rotaci proudu v tělese ventilu a tvorbě vírů.



A – Vstup do ventilu; C – Kuželka RZ ventilu;
E – Vstup do RV ventilu; F – Vřeteno ventilu;
G – Usměrňovače; H – Přepážka

**a) ventil s usměrňovači proudu a
přepážkou [1]**

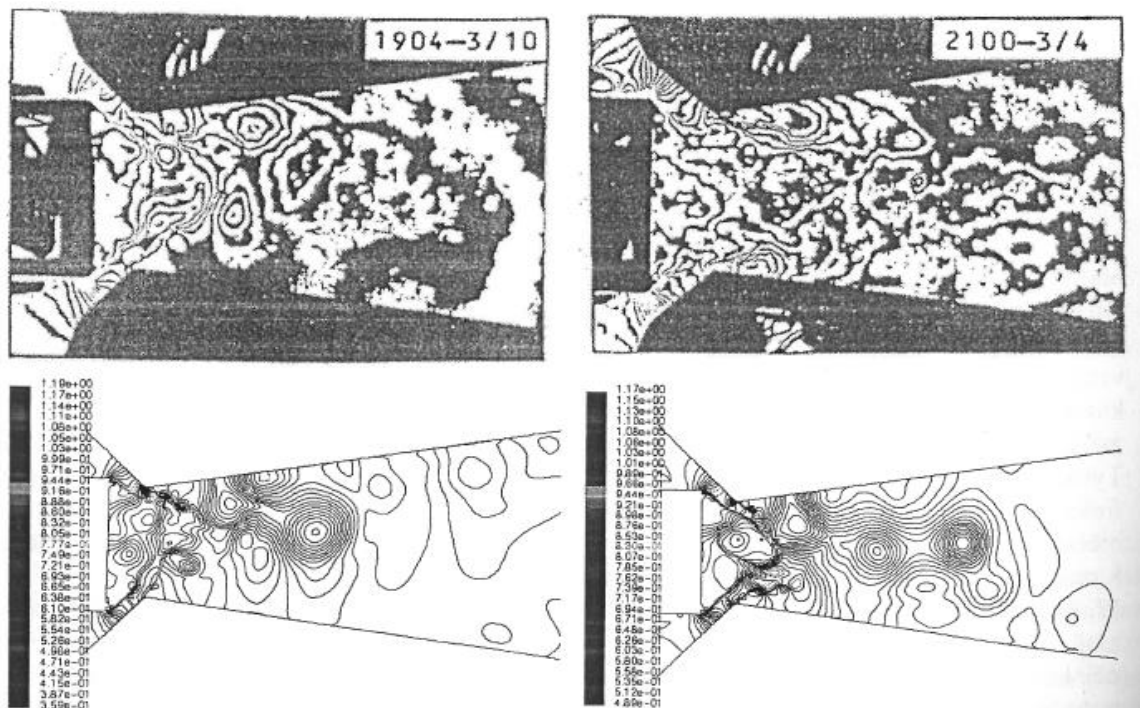
b) ventil s generátorem vírů [10]

Obr. 29: Konstrukční návrhy na zamezení vzniku nestacionarit

6 Poznatky z provozu regulačních ventilů firmy DSPW

6.1 Elektrárna 500MW

Jedny z prvních provozních problémů týkajících se turbínových ventilů se objevily na uhelné elektrárně o výkonu 500MW, kdy docházelo k lomu na vřetenech ventilu. Ventil byl původně podobného tvaru jako na obr. 26 - a). Nejprve se provedlo podpíchnutí kuželky dle návrhu prof. Šťastného, čímž bylo dosaženo zhruba tvaru kuželky zobrazeného na obr. 26 - c). Měření vibrací na elektrárně ukázaly snížení jejich intenzity. Později bylo v MEI provedeno měření, které potvrdilo vhodnost rovného dna s podpíchnutím v místě sedla. Podpíchnutím je docíleno stabilizace proudění v místě odtržení proudu. Přesto však přetrvává dynamické namáhání kuželky. V hrdle difuzoru se nachází ostrý přechod mezi sedlem a difuzorem. I této problematice byla věnována pozornost. V literatuře [22] je popsána vizualizace proudění interferometrickou metodou v ÚT AVČR. Na obr. 30 jsou v I. a II. kvadrantu zobrazena proudová pole, přičemž obrázek vlevo popisuje pevnou kuželku a obrázek vpravo kuželku pohyblivou. Kromě tohoto výzkumu byly provedeny rovněž numerické simulace, jejichž výsledky kvalitativně potvrzují děje, jež byly popsány optickými metodami ÚT AVČR. Zmíněné závěry dokazuje obr. 30 - III. a IV. kvadrant. Z výsledků je patrné, že je třeba geometrii mezi sedlem a difuzorem lépe tvarovat, aby nedocházelo k trhání proudu na ostrém přechodu.



Obr. 30: Vizualizace a simulace proudění [22]

K objasnění problémů týkající se regulačních ventilů přispěl výzkum aerodynamického buzení prouděním ve ventilu, který byl proveden rovněž v ÚT AVČR. Jedním z výsledků experimentu je změna vlastní frekvence s rychlostí proudění a rovněž výskyt kritické rychlosti, při které dochází k rozkmitání kuželky. Z článku také plyne, že existuje přímá závislost mezi amplitudami výchylek a rychlostí vstupního proudu.

6.2 Teplárenská elektrárna 40MW

V teplárně, jež je vybavena trámcovou regulací, se objevilo poškození regulačních ventilů ve smyslu vytloukání sedel. Pro tuto teplárnu byly použity ventily s odlehčovací kuželkou *). Regulace je navržena tak, že při najíždění se nejprve otevírá odlehčovací kuželka a posléze i hlavní kuželka. Odlehčovací kuželka je otevřena po zbytek celého zdvihu. Průtok je tak při vyšších zdvizech rozdělen na průtok přes odlehčovací a průtok přes hlavní kuželku.

V následujícím textu bude popsán nevhodný tvar přechodu na kuželce. Šťastný [23] navrhl na základě zkušeností z elektrárny o výkonu 500MW změny tvarů kuželek, které vedly ke stabilizaci proudění, a to jak pro odlehčený, tak i pro neodlehčený ventil. Na obr. 31 - a) je zobrazen původní odlehčený ventil. Při částečném zdvihu je z izočár Machova čísla patrné, že v některých částech dochází k výraznému překročení sonického proudění a posléze k výskytu rázových vln a náhlému poklesu rychlosti. Tato rázová vlna je příčinou tlakových pulzací pod kuželkou. Z vizualizace vektorových rychlostí obr. 31 - III. kvadrant je patrné, že dochází k odtrhávání proudu od stěny difuzoru a vytvoření zavířených oblastí.

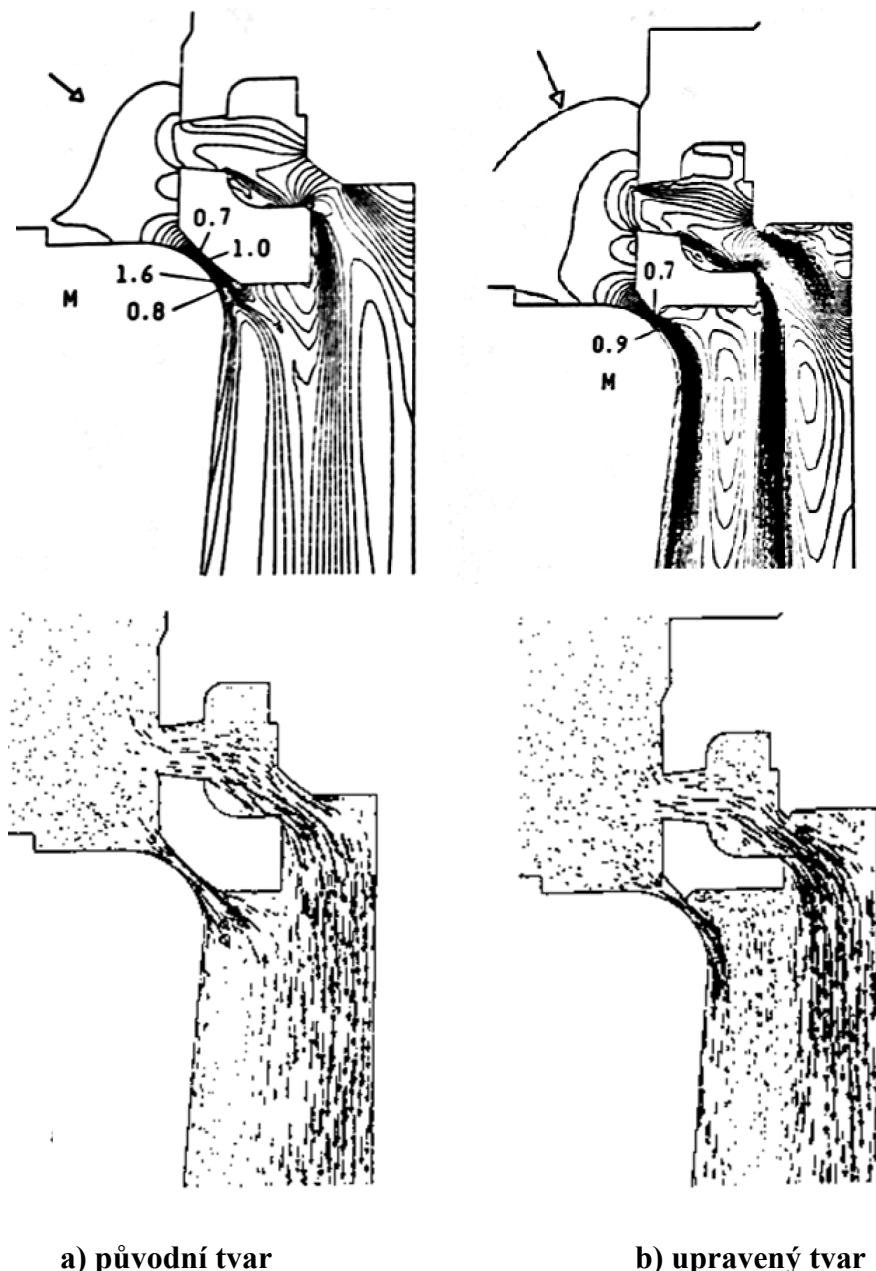
Naproti tomu úprava ventilu na obr. 31 - b) dokazuje výskyt nižších Machových čísel dosahujících maximální hodnoty $Ma = 1$, kdy proud zůstává přilnutý ke stěně viz. vektorové pole rychlostí ve IV. kvadrantu. I zde se však tvoří zavířené oblasti, a to především pod kuželkami a v menší míře v komoře mezi hlavní a odlehčovací kuželkou. Autor se rovněž zmiňuje o procentuálním vyjádření axiální složky síly působící na kuželku, kdy je síla v případě obr. 31 - b) o 6,4% nižší, než-li v případě a). Podobná odlišnost se vyskytuje i z hlediska průtoku ventilem, kdy v případě b) došlo k navýšení průtoku o 2,5%. Je-li ventil plně otevřen, tak trend procentuálního vyjádření jak axiální složky síly, tak průtokového množství, má vzrůstající tendenci. Při plném otevření jsou rozdíly vektorových polí pro a) i b) minoritní a vizualizace vypadá téměř identicky. Axiální složka síly působící na kuželku není při plném otevření významná. Také vírové struktury na spodku kuželky dosahují malých rozměrů. Bylo provedené experimentální měření, které prokázalo snížení vibrací v případě b) viz. tabulka níže:

h/D	0,04	0,6
A: $a [m/s^2]$	10	2,5
B: $a [m/s^2]$	6	0,5

Tab. 1: Akcelerace měřená na vřetení A: původní tvar; B: upravený tvar [24]

Při návrhu úprav geometrie ventilu se začalo uvažovat o vlivu vstupního úhlu na ztráty a možná změna vstupního úhlu na $\alpha = 60^\circ$. Tato změna se však neujala u traverzové regulace, kde by měl takto nízký úhel vliv na zdvih celé traverzové regulace. Rovněž by zde bylo zvýšené nebezpečí poškození kuželek při jejím rozkmitání. U traverzové regulace se proto zachovává úhel 180° s plynulým poloměrem.

*) Ovládací síla při otevírání ventilu je závislá na tlaku nad kuželkou a na dosedací ploše ventilu. Odlehčení ventilu snižuje ovládací sílu nutnou k utržení kuželky od sedla. Použití tohoto řešení je výhodné zejména u turbín s vysokými vstupními parametry, pro ventily velkých rozměrů nebo např. při ovládní ventilu nízkotlakou hydraulikou.



a) původní tvar

b) upravený tvar

Obr. 31: Odlehčený ventil traverzové regulace se zanesenými izočárami Machova čísla a vektorovými poli rychlostí [23]

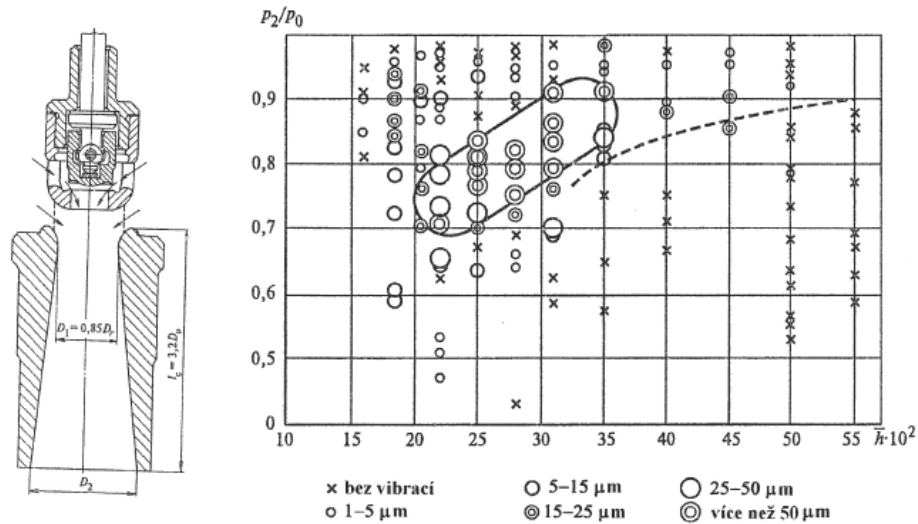
U tohoto druhu regulace, která nemá vedení kuželky v objímce, dochází k namáhání nejen tahovému, ale rovněž ohybovému. Namáhání je tím větší, čím větší jsou rozměry komponent ventilů [22].

Mimo to, je kuželka volně zavěšena na vřeteni a tak je velmi náchylná na nestacionarity, které ji mohou vychylovat. Netacionarity mohou být způsobeny aerodynamickým buzením. Je velmi obtížné navrhnout ventil tak, aby aerodynamické buzení nezapadalo do vlastních frekvencí traverzové regulace, neboť volným zavěšením kuželky je nemožné definovat vlastní frekvence jednotlivých komponent. Toto jsou důvody, proč se v současné době od tohoto typu regulace ustupuje a upřednostňuje se regulace se samostatným pohonem pro každý ventil.

6.3 Elektrárna 1000MW

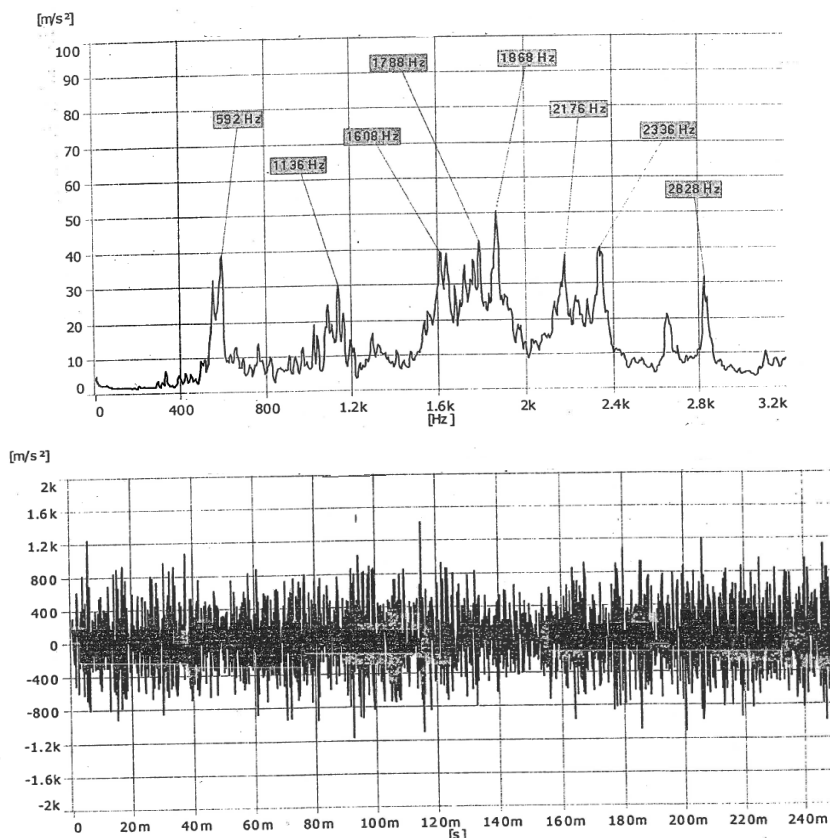
U této jaderné elektrárny pracující se sytou párou se objevilo při volnoběhu a částečných výkonech širokopásmové frekvenční buzení v rozmezí slyšitelných frekvencí a výrazné vysokofrekvenční pulzace. Vysokofrekvenční pulzace se ve ventilech objevují při nízkých zdvizích a nízkých tlakových poměrech. Nebezpečí těchto vysokofrekvenčních pulzací je jejich šíření dále v převáděcím potrubí. Potrubí o velkých průměrech a relativně malých tloušťkách stěny se chová jako skořepina a tudíž se u potrubí vyskytovala celá řada vlastních frekvencí. Pulzace dynamicky ovlivňují namáhání komponent a jsou rozhodujícím parametrem určujícím spolehlivost systému. Tajč [22] předkládá tezi, že vysokofrekvenční pulzace interagují s rázovými vlnami a dochází k transsonické nestabilitě. Nestacionárnímu proudění může přispívat i nevhodně navržený odlehčovací ventil. Příčinou a řešením zejména vysokofrekvenčních vibrací na elektrárně se zabývá právě tato práce.

Ve ventilech se projevovaly také nízkofrekvenční vibrace. Tajč [22] připisuje příčinu vzniku nízkofrekvenčních vibrací odtržení mezní vrstvy a kvazistacionárním vírům, které se soustřeďují v oblasti pod kuželkou a mohou se dále přesouvat do hlavního proudu. Hladina frekvence se odvíjí od velikosti vírů. Frekvence pulzů je úměrná rozdílu rychlostí jednotlivých vírů od základního proudu. S rostoucím množstvím páry a teplotou se zvyšuje intenzita akustického hluku. Intenzita tlakových pulzací na tomto projektu dosahovala 7-10% ze vstupního tlaku [17]. Příčinou budících kmitů mohou být jak aerodynamické, tak i mechanické síly. Zarjankin se touto problematikou blíže zabýval a pokusil se nadefinovat podmínky, které rozliší, jaké skokové změny při nadzvednutí kuželky jsou vzhledem k vyrovnání tlaku ve ventilové komoře provozu nebezpečné a které ne. K analýze použil především analytické prostředky a následně porovnával čas přestavění polohy kuželky, který musí být větší, než čas vyrovnání tlaku ve ventilové komoře. Jako zásadní parametry do výpočtu vstupují objem nad kuželkou, rozložení tlaku, váha kuželky, zmíněná intenzita tlakových pulzací apod. Mimo jiné byla provedena měření odlehčeného ventilu Zarjankinem [17] s pomocí akcelerometru napříč provozy. Tvar ventilu je ale od zmíněného ventilu odlišný. Přesto má níže zobrazený obr. 32 vypovídající hodnotu. Největší vibrace se objevují v okolí provozních tlakových poměrů. Jedny z posledních výsledků experimentů dokazují, že jedna z příčin těchto vibrací je míchání hlavního proudu s proudem tekoucím skrz centrální otvor odlehčovací kuželky. Proto je v současné době věnována pozornost umístění, počtu, úhlu a velikosti perforačních otvorů. Postupnými úpravami bylo dosaženo snížení nízkofrekvenčního spektra.

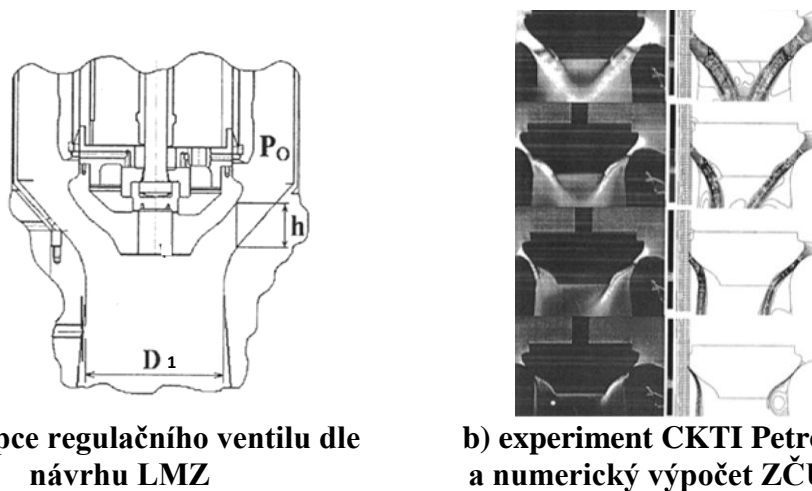


Obr. 32: Rozložení vibrací dle tlakových poměrů a zdvihu [17]

Původní koncepce ventilu byla kuželka LMZ s aerodynamickým tvarováním a s odlehčenou kuželkou. Problémy se vyskytovaly zejména při nízkém tlaku admisní páry, kdy se hodnota tlaku pohybovala okolo 60bar při velkém objemovém průtoku. Docházelo k poškození pohonu a potrubí. Nicméně však nedocházelo k poškození vřetena. Při těchto provozech byly sledovány silné tlakové pulzace v potrubí a vibrace pohonu. Záznam z měření vibrací na elektrárně je zobrazen na obr. 33 [26]. Existuje opodstatněné podezření, že právě tvarovaná kuželka přispívá k vysokofrekvenčním dějům ve ventilech a k následným vibracím. Původní tvarovaná kuželka s odlehčovacím ventilem je zobrazena na obr. 34 - a). Nevhodnost tvarované kuželky potvrzuje optická metoda provedená v CKTI Petrohrad a numerická simulace Matase viz. obr. 34 - b). Ve spodní sekci tohoto obrázku je zobrazeno symetrické proudění do středu difuzoru, kdy je proud přilnutý ke kuželce. Další dvojice tohoto obrázku zobrazují nesymetrické proudění způsobené buď lehkou excentricitou, ať už montážní, výrobní, nebo excentricitou způsobenou v důsledku nevyrovnaného tlakového pole po obvodě kuželky. Dalšími možnými příčinami nesymetrického proudění se zabývala kapitola 4. Nicméně při jakémkoli vychýlení má kuželka snahu, vrátit se do původní pozice. Snahou vrátit se do původní pozice může dojít až k vychýlení na protější stranu a opakujícím dějem dochází k buzení oscilací na kuželce.



Obr. 33: Spektrum a záznam vibrací na potrubí při použití ventilu typu LMZ [26]

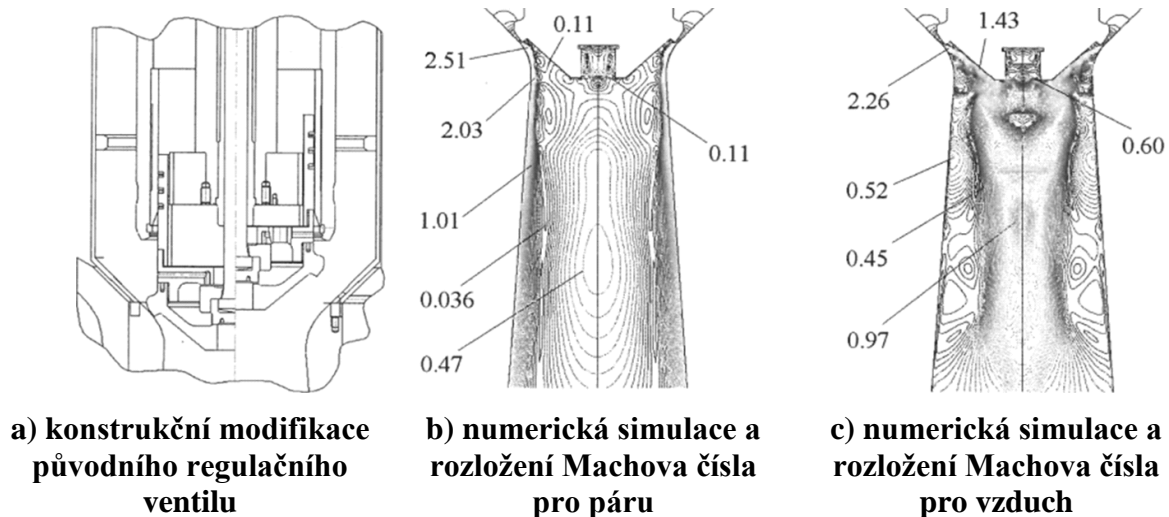


a) koncepce regulačního ventilu dle návrhu LMZ

b) experiment CKTI Petrohrad a numerický výpočet ZČU

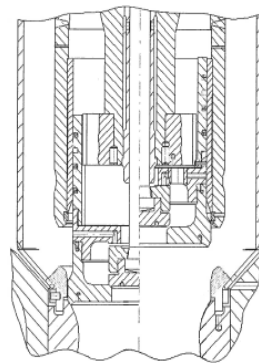
Obr. 34: Původní návrh ventilu

Kvůli přetrvávajícím problémům tohoto ventilu byla snaha dle zkušeností z předchozích projektů způsobit řízené utržívání mezní vrstvy na dosedací ploše ventilu. Upravila se tedy původní koncepce na řešení zobrazené na obr. 35 - a). Pro toto konstrukční řešení byla provedena numerická simulace na ZČU v Plzni obr. 35 - b) a c). Toto řešení projevilo jisté přednosti. Docházelo k trhání proudu od kuželky a přilnutí ke stěně difuzoru. Bohužel se projevená stabilita nevyskytovala v každém provozu a při změně provozních stavů docházelo k proudění směřujícímu do středu difuzoru, které je v cizojazyčné literatuře popisováno jako „core flow“.



Obr. 35: Modifikovaný návrh ventilu

Ke zlepšení provozu došlo po podpíchnutí kuželky a instalaci dusiče viz. obr. 36. I po podpíchnutí kuželky dochází při transsonickém a supersonickém proudění ke skokovým změnám tlaku, ale oproti tvarované kuželce až při vyšším tlakovém poměru. Takové jsou závěry simulací, experimentů a měření na reálném díle elektrárny. Poznatek výzkumů a simulací pro aplikace tvarované kuželky je, že profilovaná kuželka by mohla být vhodná pro aplikace, kde nedochází k transsonickému proudění.



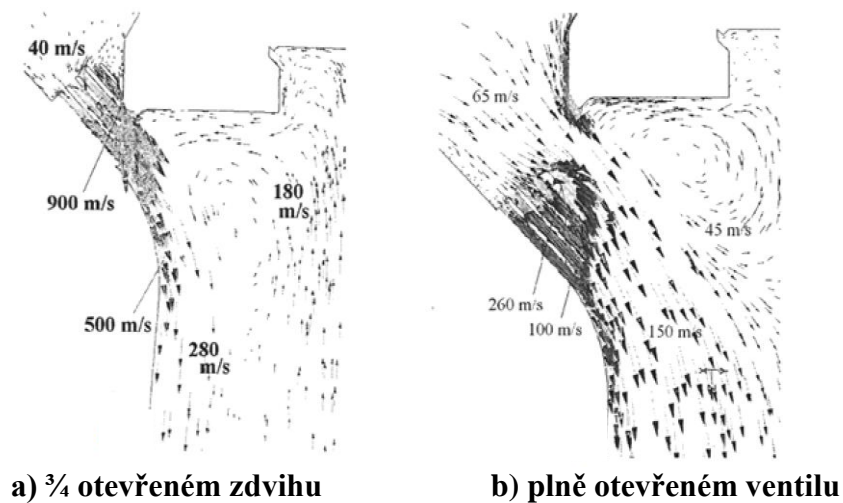
Obr. 36: Stávající řešení ventilu s podpíchnutím a dusičem [24]

Při výzkumech vyšlo najevo, že na vřeteno se nepřenášely jen tahové silové účinky. Na ventilu byly pozorovány frekvence působící v tahu i v ohybu. Namáhání v krutu se nijak výrazně neprojevovalo. U ventilu elektrárny 1000MW bylo poprvé použito vedení kuželky v objímce, které snížilo ohybové namáhání vřetena. V návrhu původního LMZ ventilu byly navrženy těsnící kroužky mezi objímkou a kuželkou. Záměrem použití těsnících kroužků bylo mimo jiné tlumení náhlého odsakování kuželky. V původním projektu LMZ nebyly odlehčovací otvory. Při pulzu pod kuželkou nedošlo k upuštění uzavřeného objemu nad kuželkou a ráz se přenesl až na pohon a způsobil jeho poškození. Byl proveden výzkum, na jehož základě se stanovil počet a průměr otvorů. Výsledným počtem jsou 4 otvory o průměru 6mm. Pokud se zvolily průměry větší, tak se ovládací síla na otevření hlavní kuželky vyrovnala se silovými účinky admisní páry a pohon by neotevřel. Naopak v případě menších průměrů by hrozilo, že opět dojde k nadskočení pohonu při pulzacích pod kuželkou.

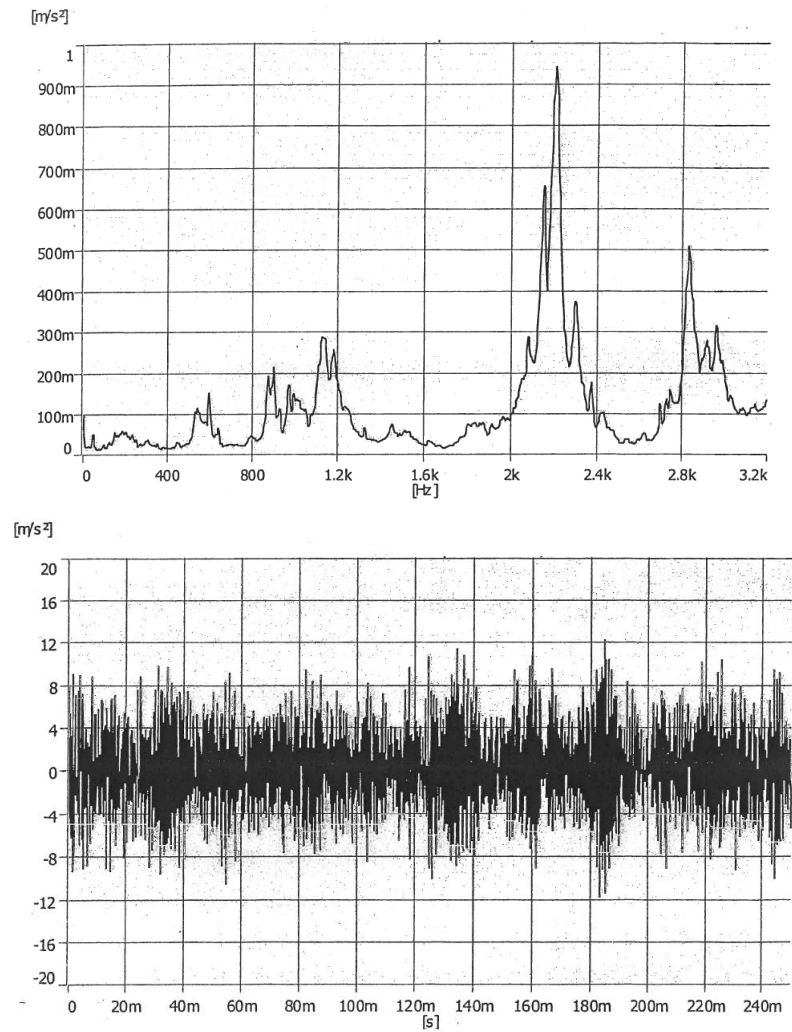
V současné době se však s použitím těsnících kroužků v DSPW nepočítá. Praxe prokázala, že jsou dostačující vhodně volené vůle mezi kuželkou a objímkou.

Ke zlepšení stability byla vyvinuta nová komponenta tzn. dusič. Provedly se numerické výpočty, aby se ověřil pozitivní účinek dusiče viz. obr. 37, kde v levé části je pootevřený ventil a v pravé části je ventil plně otevřený. Zde je dosaženo maximální hodnoty $Ma = 2,4$ při otevření na $\frac{3}{4}$ a $Ma = 0,42$ pro plně otevřený ventil. Pod kuželkou bylo proudění vždy subsonické. Z obrázků je patrné přilnutí ke stěně difuzoru, přičemž pod kuželkou se stále udržují kvazistacionární víry. Při použití dusiče a bez provedení jakýchkoli dalších úprav se vibrace snížily pod hodnotu 2m/s^2 . Rovněž došlo ke stonásobnému snížení vysokofrekvenčních vibrací v rozsahu 800-1200Hz. Záznam z měření vibrací na elektrárně je zobrazen na obr. 38 [26]. Analýzou výsledků při použití dusiče se zjistilo, že při zvyšování tlakového spádu na kuželce nebo zvyšování poměrného zdvihu se hlavní proud odděluje od stěny a směřuje do hrdla difuzoru. Na závěr zmínky o dusiči je nutné podotknout, že rychlostní pole s dusičem i bez dusiče se jeví velice podobné. I přesto dusič zjevně napomáhá k tlumení tlakových rozruchů.

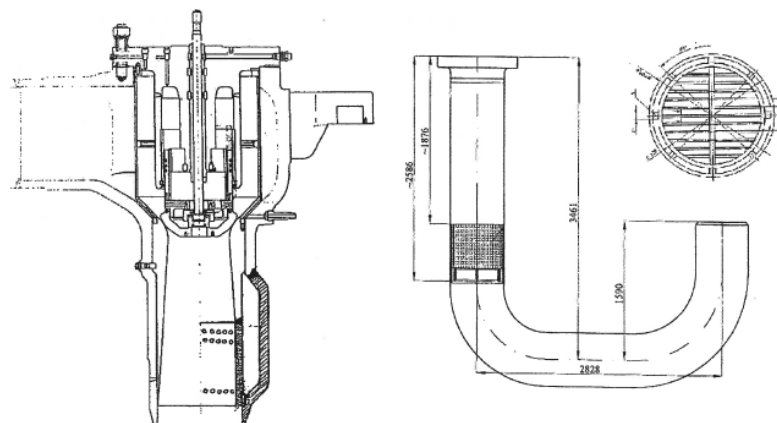
Před instalací dusiče se uvažovalo o instalaci tlumiče vírů do potrubí viz. obr. 39. Toto řešení však z obavy případného poškození tlumiče a následného vniknutí částí do turbosoustrojí nebylo nikdy aplikováno.



Obr. 37: Vektorové pole rychlostí pro dusič [24]



Obr. 38: Spektrum a záznam vibrací regulačního ventilu po úpravách [26]



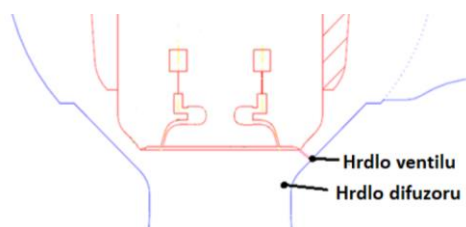
Obr. 39: Návrh tlumiče vírů instalovaného do potrubí [24]

7 2D model vzduchového ventilu

7.1 Experimentální výzkum v CKTI Petrohrad

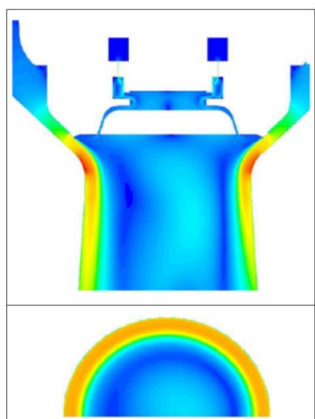
7.1.1 Numerické výpočty a experimentální výzkum

U silově odlehčených ventilů, kde se ke snížení tahové síly potřebné k odtržení kuželky od sedla používá by-passová pára, existuje větší riziko vzniku intenzivních vibrací. Je to dáno zejména středovým výtokem by-passové páry, která napomáhá svým ejekčním účinkem k odtržení proudu od stěny difuzoru a ke vzniku středového proudění. U těchto typů ventilů se proto nabízí upravit výtok by-passové páry z kuželky tak, aby byl orientován ke stěně difuzoru. Je otázka, jestli je toto provedení dostatečně účinné, jaká by měla být intenzita proudu a zda je možné vypustit u těchto provedení ventilů ochranné síto. K tomuto účelu se provedla řada výpočetních studií [32], [33]. Na obr. 40 je pak vyznačena úprava výtoku by-passové páry, navržená pro výpočtovou studii.

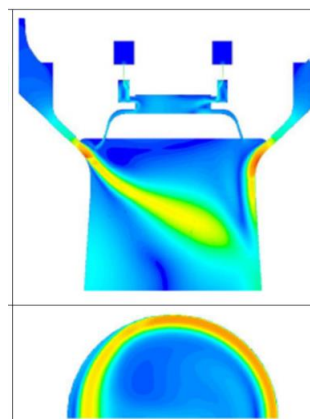


Obr. 40: Model ventilu a úprava výtokového systému navržená pro výpočtovou studii

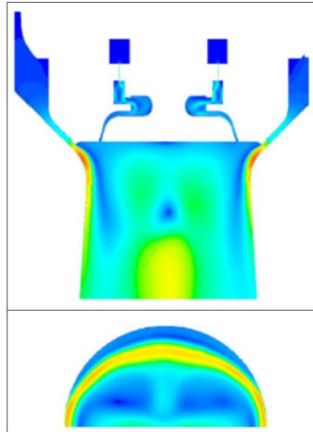
Volbou různých provozních stavů lze namodelovat charakteristické proudové poměry v difuzoru. Ideální stav je zaznamenán na obr. 41. Hlavní tok páry postupuje podél stěny difuzoru. Na obr. 42 je uvedena varianta, kdy dochází k odtržení proudu v difuzoru na straně proti vstupu páry. Pomocí různých variant tlakových poměrů, zdvihů kuželky a intenzity proudu odlehčovací páry (z by-passu) lze namodelovat i varianty, kdy dochází k odtržení proudu na bočních stěnách difuzoru – viz. obr. 43 nebo i na straně vstupu, jak je to vyznačeno na obr. 44. Z hlediska bezpečného provozu turbíny je žádoucí upravit geometrii ventilu i rychlostní poměry (s ohledem na volbu rozměrů ventilu) tak, aby charakter proudění pro celý rozsah zatížení turbíny byl obdobný jako na obr. 41.



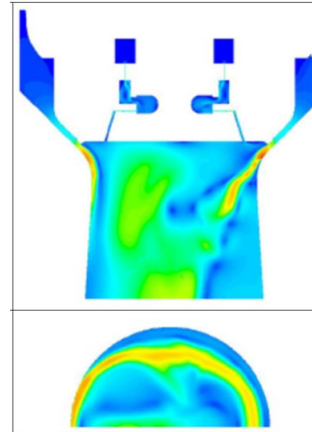
Obr. 41: Ideální proudové poměry [32], [33]



Obr. 42: Odtržení proudu na straně proti vstupu páry [32], [33]



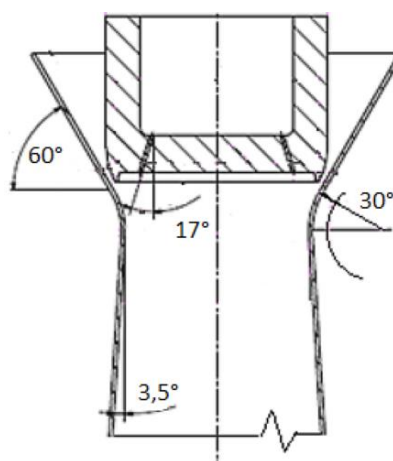
Obr. 43. Odtržení proudu na bočních stěnách [32], [33]



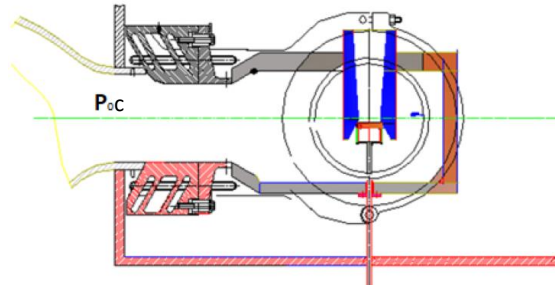
Obr. 44: Odtržení proudu na straně vstupu páry do ventilu [32], [33]

Vedle výpočtových studií přispívá k objasnění rychlostních poměrů ve ventilu i experiment zaměřený především na vizualizaci proudění. Pro účely vizualizace proudění v oblasti výstupního difuzoru je vytvořen 2D model regulačního turbínového ventilu. Model ventilu je vytvořen s úhlem pod kuželkou 60° a s difuzorem o rozevření 7° viz. obr. 45.

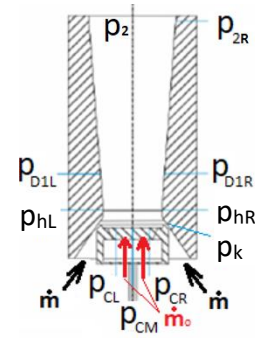
Vlastní model ventilu je napojen na aerodynamický tunel – viz. obr. 46. Vzduch se od pístového kompresoru s přetlakem až 5bar přivádí do komory s ventilem upravené k vizualizaci proudění pomocí Schlierové metody. Zaznamenávaly se tlaky na stěnách difuzoru v širokém rozmezí zdvihu kuželky v tlakových poměrech přes celý ventil. Vyhodnocovaly se stavy, při nichž docházelo k odtržení proudu od stěny difuzoru. Výsledky z experimentů na modelu jsou porovnány se stavy v obecné průtokové charakteristice ventilu i s případnými stavy při provozu parní turbíny. Pozornost se věnuje stavům se zvýšeným rizikem vzniku intenzivních vibrací ventilu [36].



Obr. 45: Model ventilu a úprava výtokového systému navržená pro experiment Schlierovou metodou



Obr. 46: Uspořádání experimentu

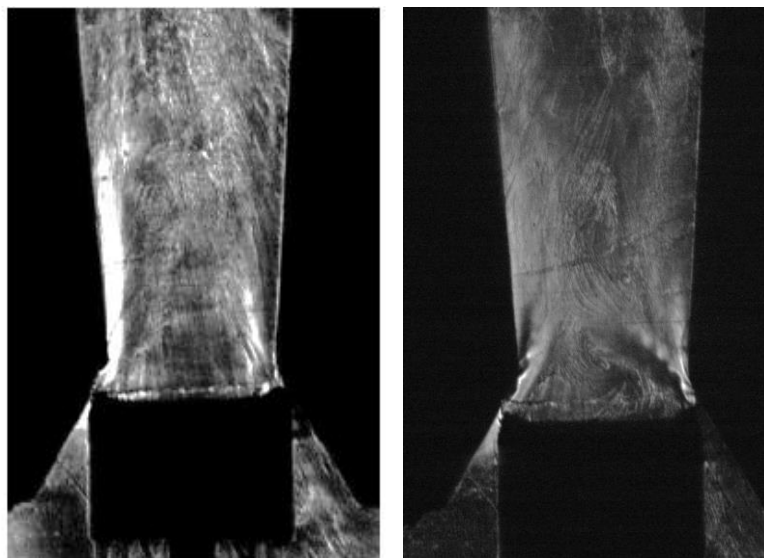


Obr. 47: Detail měřené části

Uspořádání měřicí tratě je naznačeno na obr. 46. Místa měřených tlaků a jejich označení je uvedeno na obr. 47. Zaznamenávají se tlaky na pravé a levé straně difuzoru a to v jeho hrdle p_h , tak i v úseku pod hrdlem p_{D1} . Sleduje se vstupní tlak p_0 a též barometrický tlak p_2 na výstupu z ventilu. Měří se i tlaky působící na dno kuželky p_c . Z průběhů tlakových poměrů na ventilu se nechá určit, kdy se v hrdle ventilu nastaví kritický tlakový poměr. Hmotnostní průtok páry od kompresoru \dot{m} je doplněn o průtok \dot{m}_0 z tlakového rozvodu vzduchu, který slouží k modelování odlehčení ventilu pomocí by-passové páry. Tlakové poměry se dařilo realizovat v rozmezí p_{2s}/p_{0c} od 0,25 do 1 při poměrném zdvihu kuželky $h/D_0 = 0,025 - 0,375$.

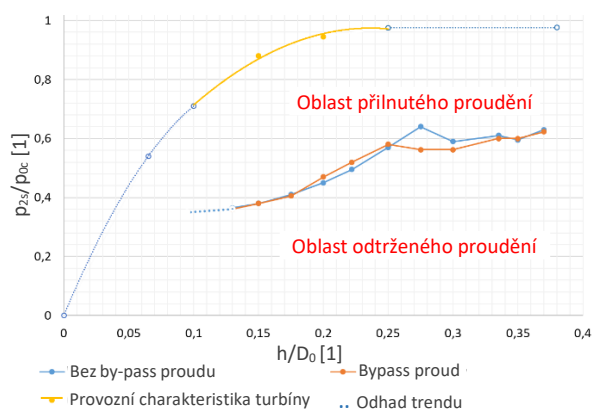
7.1.2 Hlavní poznatky z experimentu

Při každém nastavení zdvihu kuželky existuje tlakové rozhraní, při kterém dochází k odtržení proudu od stěny. Ukázka takového stavu se nachází na obr. 48. Při dané orientaci nože v optickém systému odpovídá světlému pruhu na jedné straně, tmavý pruh na straně protější. Z ukázky pořízené pro $h/D_0 = 0,147$ je patrné, že odtržení proudu nastává při tlakovém poměru $p_{2s}/p_{0c} = 0,36$. Při $p_{2s}/p_{0c} = 0,38$ již k odtržení proudu nedochází. Tlakové poměry, při nichž dochází při daném zdvihu kuželky k odtržení proudu, jsou uvedeny na obr. 49. Ukazuje se, že oblast provozních stavů turbíny se převážně nachází v pásmech, kde k odtržení proudu nedochází. Z experimentu plyne poznatek, že přídatný proud od by-passu nemá vliv na změny stavů, při nichž dochází k odtržení proudu od stěny v difuzoru. Potvrzuje to i rozložení tlaku v hrdle difuzoru v závislosti na tlakovém poměru p_{2s}/p_{0c} , jak je zaznamenáno na obr. 50. S postupným poklesem tlakového poměru přes celý ventil p_{2s}/p_{0c} klesá tlak v hrdle ventilu p_k i tlak v hrdle difuzoru p_h . Zároveň roste hmotnostní průtok ventilem. Po dosažení kritického tlakového poměru v hrdle ventilu $(p_{ks}/p_{0c})^*$ již hmotnostní průtok neroste. Tlak v hrdle difuzoru však dále klesá až do okamžiku, kdy dojde k odtržení proudu. Pak dojde ke skokové změně tlaku. Průběhy tlaku na vybraných místech kuželky ventilu jsou zaznamenány pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,175$ na obr. 51. Je zde dobře patrná změna v poklesu tlaku v hrdle difuzoru, kdy se v hrdle ventilu nastaví kritický tlakový poměr. Tlak na dno kuželky i tlak v úseku na pravé straně pod hrdlem difuzoru s poklesem p_{2s}/p_{0c} rovněž klesá, ale bez výrazné změny v jeho tendenci.

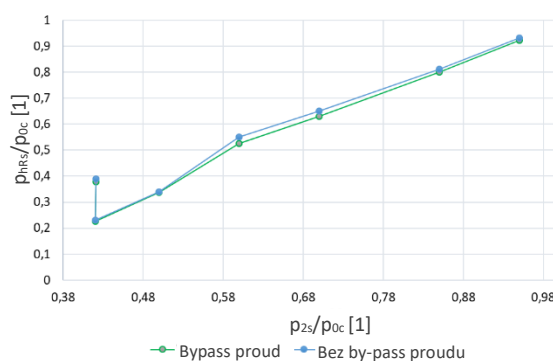


$p_{2s}/p_{0c} = 0,38$ Pozice nože $p_{2s}/p_{0c} = 0,36$

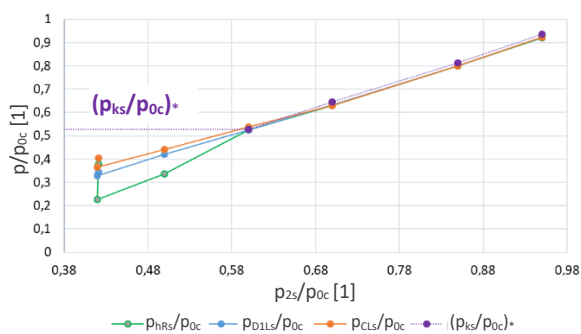
Obr. 48: Vizualizace proudění pomocí Schlierové metody pro $h/D_0 = 0,147$



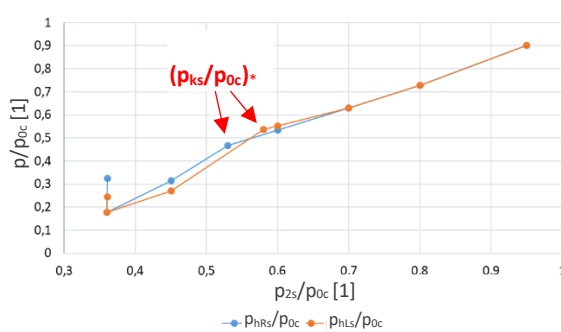
Obr. 49: Rozhraní mezi provozem s odtržením a bez odtržení proudů



Obr. 50: Vliv proudů od by-passu na tlakové poměry v hrdle difuzoru při zdvihu $h/D_0 = 0,175$



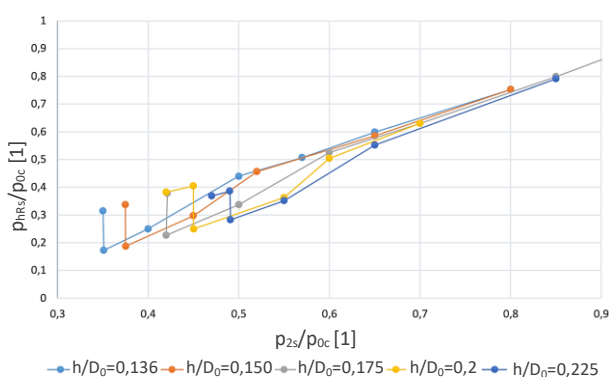
Obr. 51: Charakteristické tlaky v kuželce ventilu pro $h/D_0 = 0,175$



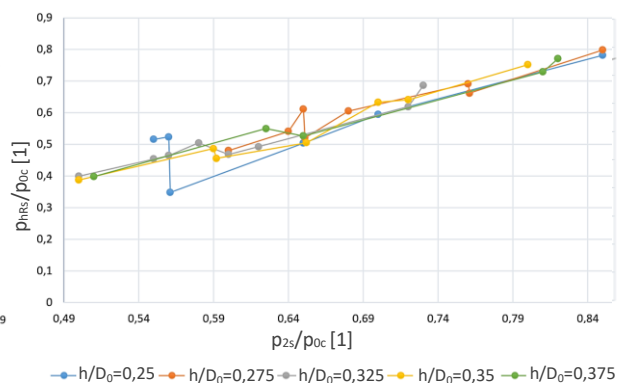
Obr. 52: Porovnání tlakových poměrů na levé a pravé straně hrdla $h/D_0 = 0,175$

Změny tlaku na pravé a levé straně hrdla difuzoru jsou zachyceny na obr. 52. Ukazuje se, že kritický tlakový poměr v sedle ventilu nastává na jednotlivých stranách při rozdílném tlakovém poměru přes celý ventil. Znamená to, že na kuželku působí síly, které vedou ke vzniku ohybového momentu. Ten může způsobit rozkmitání kuželky ventilu, pokud není proti volnému pohybu dostatečně chráněna. K odtržení proudu a ke skokové změně tlaku dochází až při dosažení nadzvukových rychlostí v hrdle difuzoru. Skoková změna tlaku na levé straně difuzoru způsobuje i určitou odezvu na protilehlé, tedy na pravé straně difuzoru. Příslušný nárůst tlaku je však v tomto úseku menší. K mírným změnám tlaku dochází, jak je zachyceno na obr. 51, i na dně kuželky i v úseku pod hrdlem difuzoru.

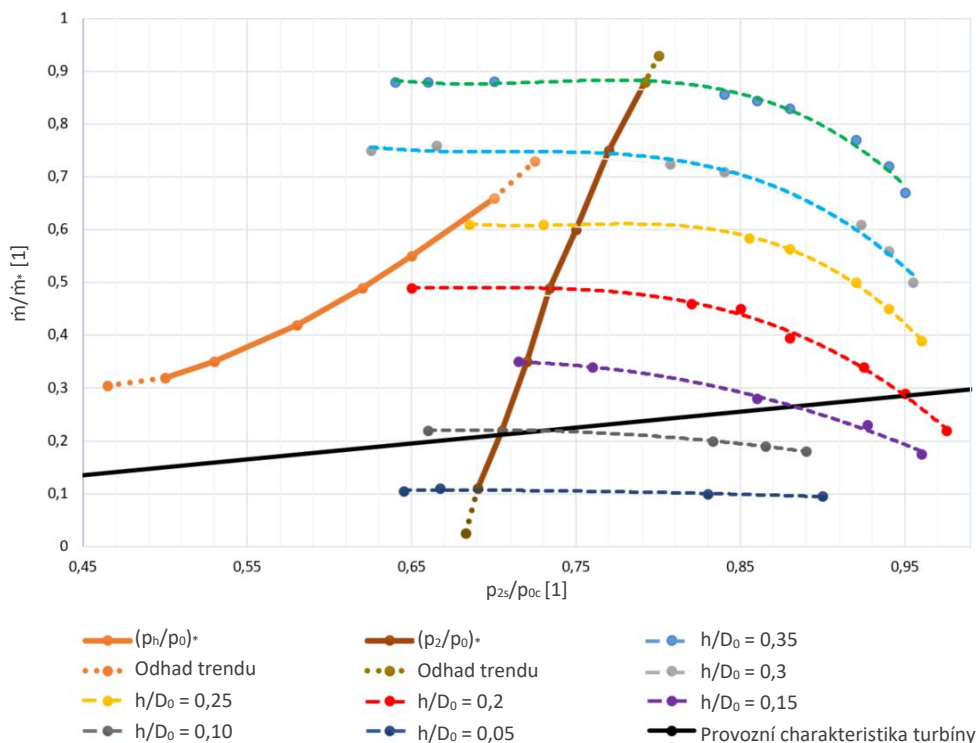
Změny tlaku v hrdle difuzoru jsou zpracovány pro různé zdvihy kuželky na obr. 53 a obr. 54. Charakter tlakových změn při relativně menších zdvizech kuželky se liší od průběhu, jaký nastává při větších zdvizech, tedy při podzvukovém proudění. I v tomto případě dochází ke skokovým změnám tlaku, a to jak v jeho náhlém poklesu, tak i nárůstu. Příslušné změny tlaku jsou na obr. 55 zaneseny do průtokové charakteristiky reálného ventilu [7]. Jedná se o závislost poměrného hmotnostního průtoku \dot{m}/\dot{m}^* na tlakovém poměru přes celý ventil p_{2s}/p_{0c} . Kritický hmotnostní průtok \dot{m}^* je vztažen na plochu hrdla difuzoru s uvažováním vstupních parametrů páry. Je zde vynesena i typová provozní charakteristika turbíny. Skokové změny tlaku se při běžném provozu nevyskytují. Počátky podkritických tlakových poměrů však při nízkých tlakových poměrech přes celý ventil do provozní charakteristiky zasahují. Hranice tlakových poměrů v hrdle difuzoru, při nichž se začíná projevovat jejich výraznější pokles při daném zdvihu kuželky je vynesena na obr. 56. Skutečný kritický tlakový poměr na ventilu, při němž nastává kritický hmotnostní průtok, jak je patrný z obr. 55 má větší hodnotu. Teoretický kritický tlakový poměr pro vzduch a dýzu je 0,528.



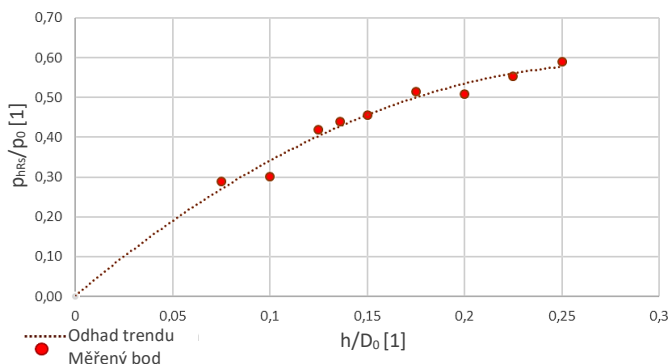
Obr. 53: Vliv h/D_0 na p_{hRs}/p_{0c} při nadzvukovém proudění



Obr. 54: Vliv h/D_0 na p_{hRs}/p_{0c} při podzvukovém proudění



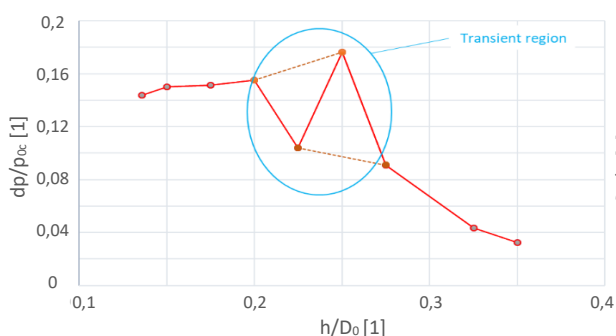
Obr. 55: Průtoková charakteristika ventilu



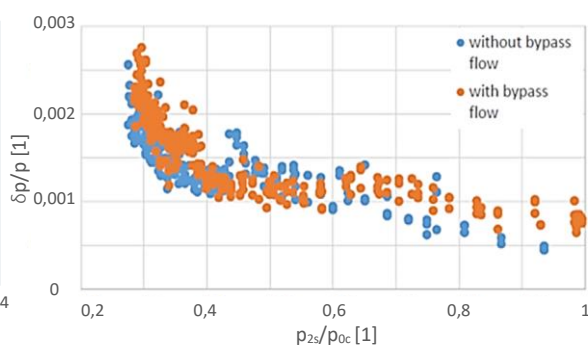
Obr. 56: Průběh kritických tlakových poměrů vyhodnocených na modelu ventilu

Intenzita skokové změny tlaku při odtržení proudu může dosáhnout až 18% vstupního tlaku. Je to zřejmé z její závislosti na poměrném zdvihu zpracovaném na obr. 57. Po překročení hranice $h/D_0 > 0,2$ se charakter skokové změny tlaku mění a jeho intenzita s růstem h/D_0 klesá. Může zde být závislost s nárůstem hmotnostního průtoku ventilem a s příslušnou změnou rychlostního pole v difuzoru. Průběh tlakových pulzací v hrdle difuzoru ukazuje obr. 58. Porovnává se zde vliv vefukování média od by-passu. Přídavný proud neovlivňuje tlakové pulzace u stěny v hrdle difuzoru. Tlakové pulzace při skokové změně tlaku po odtržení proudu výrazně rostou. Při výskytu tlakových pulzací lze pozorovat změnu intenzity světla v okolí hrdla difuzoru obr. 59. Z frekvenčního rozboru, pořízeném na obr. 60, vyplývá existence diskrétní složky u frekvence $f = 550\text{Hz}$, která vzniká při odtržení proudu. Skoková změna tlaku i tlakové pulzace napomáhají k rozkmitání celého ventilu. Záznam vibrací ventilu pro tři zdvihy kuželky v závislosti na tlakovém poměru je uveden na obr. 61. Čím větší je zdvih kuželky a tím i hmotnostní průtok, tím větší je i zaznamenané zrychlení od vibrací. K významnějším vibracím

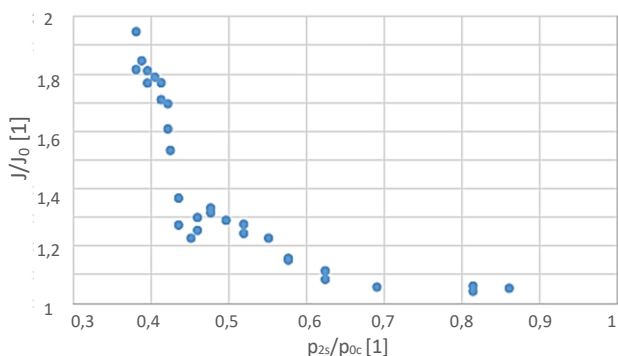
dochází zejména po vzniku transsonického proudění ve ventilu. Příslušné frekvenční spektrum se nachází na obr. 62. Významnější špičky odpovídají vlastním frekvencím ventilu. Není zde přesný soulad s diskrétními složkami od tlakových pulzací. Na modelu může docházet i k přenosu rozruchů od kompresoru k ventilu. Vždy je nebezpečné, jsou-li budící frekvence v rezonanci s vlastními frekvencemi. Vlivem vibrací se mění síla působící na vřetena ventilu. Silové účinky by měly být úměrné změnám zrychlení, jak je zaznamenáno na obr. 61. Ukázkou silového namáhání vřetena na modelu ventilu s rovným dnem kuželky podle podkladů [8], je na obr. 63. S růstem zdvihu kuželky při stejném tlakovém poměru silové účinky a tím i vibrace rostou.



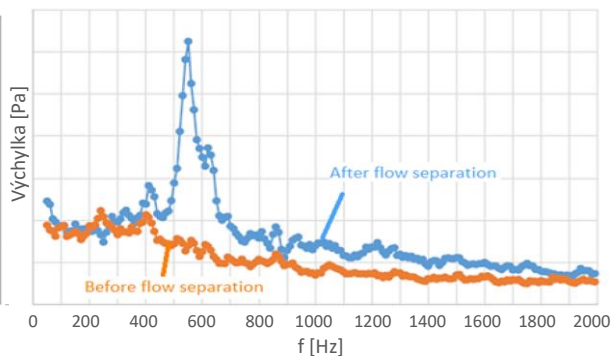
Obr. 57: Intenzita skokové změny tlaku na tlakové pulzace pro $h/D_0 = 0,05$



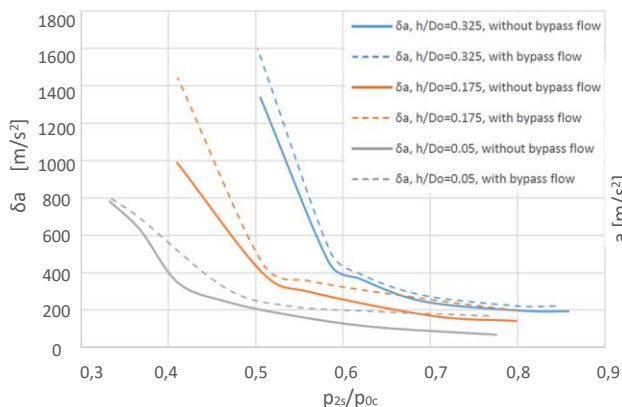
Obr. 58: Vliv vefukování z bypassu



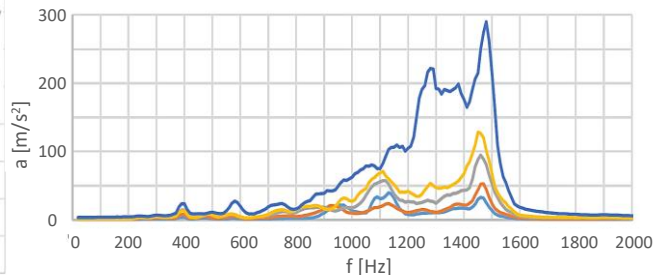
Obr. 59: Vyhodnocení intenzity tlakových pulzací optickou metodou v závislosti na tlakovém poměru pro $h/D_0 = 0,198$



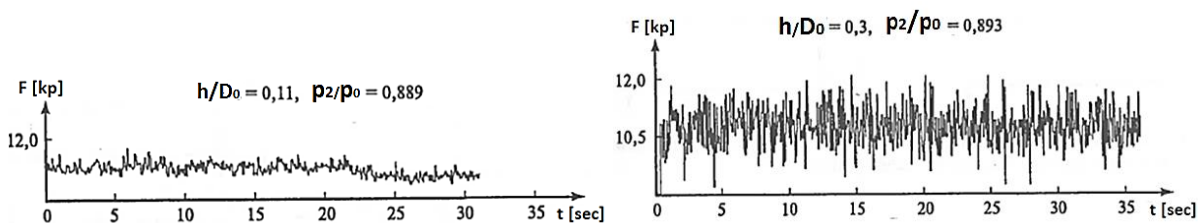
Obr. 60: Frekvenční spektrum před -- a po -- odtržení proudu bez vefukování při $h/D_0 = 0,198$



Obr. 61: Vibrace vřetena ventilu



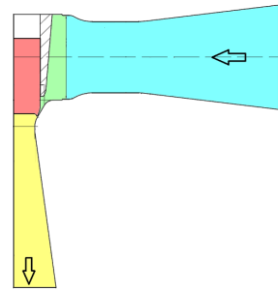
Obr. 62: Frekvenční spektrum akcelerometru umístěného na vřeteně ventilu pro $h/D_0 = 0,175$



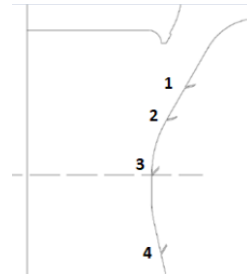
Obr. 63: Časový záznam sil působících na vřetena ventilu s rovným dnem kuželky [24]

7.2 Experimentální výzkum v ÚT AVČR

Na základě konstrukčních návrhů Zarjankina prezentovaných na obr. 25 je vytvořen experimentální 2D model ventilu. Cílem výzkumu je zabránit odtržení proudu od stěny dodáním energie do mezní vrstvy. Dodání energie do mezní vrstvy je realizováno prostřednictvím vefukování proudu do okolí hrdla difuzoru a to při různé intenzitě vefukovaného proudu. Očekává se, že dojde ke stabilizaci mezní vrstvy a ta bude méně náchylná k odtržení proudu. Dále se prověřuje vliv drsnosti ve vstupní a difuzorové části na odtržení proudu. Celý výzkum je proveden v laboratoři ÚT AVČR viz. články Uruba, Procházka, Skála [48], [49], [50]. Jako stěžejní nástroj k vyšetření problematiky je použita optická metoda nazývaná PIV (particle image velocity), určená k vizualizaci rychlostních polí a struktur tvořících se uvnitř difuzoru. Základními komponentami PIV měřícího trati je CCD kamera, dvoupulzní laser a zdroj s chlazením. Celé zařízení je dodáno firmou DANTEC Dynamic. Jako trasovací částice jsou použity kapičky oleje o průměru $1\mu\text{m}$. Mimo to je model opatřen statickými odběry. Použitá metoda vizualizace nedovoluje použít rotačně symetrický model. Model je koncipován jako $\frac{1}{2}$ ventilu a s radiálním vstupem (meridiální řez) viz obr. 64 - a). Umístění vefukovacích štěrbin je zobrazeno na obr. 64 - b). Tento model je proměřován při různých zdvizích. Kvůli nízkorychlostnímu tunelu je dosahováno nižšího Reynoldsova čísla než na díle. Na získané výsledky lze tedy nahlížet jen jako na kvalitativní. Reálné provedení modelu je ukázáno na obr. 65 - a). Samotné měření, při kterém je model osvětlený laserem, je zobrazeno na obr. 65 - b).



a) meridiální řez ventilu

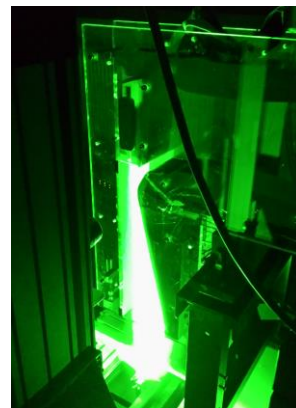


b) umístění vefukovacích štěrbin

Obr. 64: Koncept modelu ventilu [50]



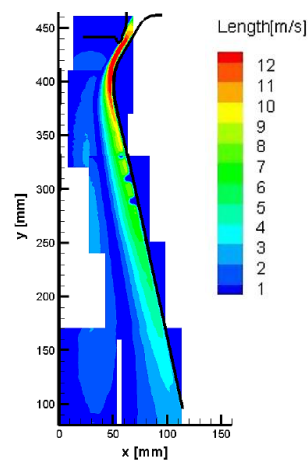
a) skutečné provedení



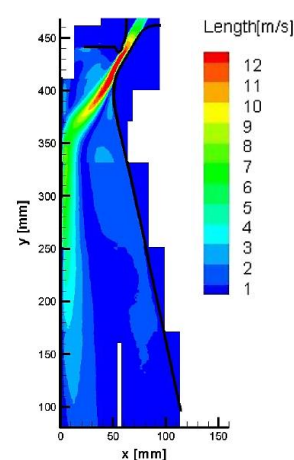
b) průběh měření

Obr. 65: Reálné uspořádání modelu ventilu

Měření probíhá při zdvíchích $h = 30\text{mm}$, $h = 20\text{mm}$, $h = 15\text{mm}$ a $h = 10\text{mm}$. Při prvních třech zdvích lze dosáhnout jak přilehlého, tak i odtrženého proudění. Při zdvihu $h = 10\text{mm}$ je pozorováno pouze přilehlé proudění. Ukázky topologie proudění vycházející z měření vizuální metodou PIV je zobrazeno na obr. 66 - a), b).



a) přilehlé proudění bez vefukování,
 $h = 15\text{mm}$, $Ra = 14\mu\text{m}$



b) odtržené proudění bez vefukování,
 $h = 15\text{mm}$, $Ra = 0,2\mu\text{m}$

Obr. 66: Ukázky topologie proudu získané z PIV [50]

Vefukování do štěrbin je realizováno tlakovým vzduchem tak, že na výstupu ze štěrbin je možné dosáhnout rychlostí 5m/s, 10m/s a 20m/s. Měření ukazuje, že nejvýhodnější umístění štěrbin by bylo mezi štěrbinu 2 a 3 blíže tab. 2. Lze očekávat, že zvýšením intenzity vefukovacího proudu by došlo k přilehnutí i při vyšších zdvích. Jakmile dojde k utržení proudu v místě hrdla, tak jakákoli intenzita vefukovacího proudu ze štěrbin číslo 4 nezpůsobí přilnutí hlavního proudu. Štěrba číslo 1 je příliš vzdálená od místa utržení proudu a nemá tedy výrazný vliv na charakter proudění v hrdle difuzoru.

Některé režimy proudění se nacházejí na hranici stability. V případě, že proudění je odtržené od stěny a vefukováním dojde ke změně charakteru na proudění přilehlé, tak i po vypnutí vefukování lze pozorovat přilnutý režim.

Je nesporné, že aplikace vefukování na dílo by do jisté míry přispělo ke stabilizaci proudění, avšak by přineslo komplikace s regulací vefukovaného proudu a rovněž i konstrukční návrh ventilu by byl dozajista složitější.

	Štěrba č. 1			Štěrba č. 2		
	h=30mm	h=20mm	h=15mm	h=30mm	h=20mm	h=15mm
Bez vefukování	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené
Vefukování 5m/s	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené
Vefukování 10m/s	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené
Vefukování 20m/s	Přilnuté	Přilnuté	Přilnuté	Přilnuté	Přilnuté	Přilnuté
	Štěrba č. 3			Štěrba č. 4		
	h=30mm	h=20mm	h=15mm	h=30mm	h=20mm	h=15mm
Bez vefukování	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené
Vefukování 5m/s	Odtržené	Odtržené	Přilnuté	Odtržené	Odtržené	Odtržené
Vefukování 10m/s	Odtržené	Přilnuté	Přilnuté	Odtržené	Odtržené	Odtržené
Vefukování 20m/s	Odtržené	Přilnuté	Přilnuté	Odtržené	Odtržené	Přilnuté

Tab. 2: Vliv vefukování při drsnosti $Ra = 0,2\mu m$ [50]

Další zajímavý poznatek je získán při studování vlivu drsnosti na charakter proudění. Na model ventilu je přilepen brusný papír o různých drsnostech $Ra = 0,2\mu m$, $Ra = 14\mu m$ a $Ra = 32\mu m$. Brusným papírem jsou opatřeny všechny funkční plochy, tedy vstup do ventilu, hrdlo a difuzor.

Výsledky změn drsností jsou zobrazeny v tab. 3. Z tabulky je evidentní, že změna drsnosti napomohla k přilnutí proudění ke stěně jen při zdvihu $h = 15mm$. Opakované měření ukázalo, že není spolehlivě zaručeno, že dojde k přilnutí při zdvihu $h = 15mm$.

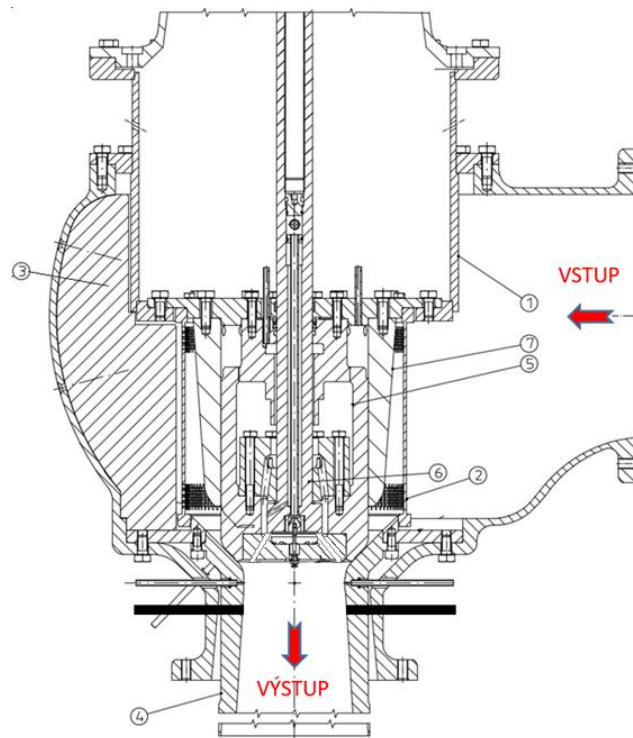
Z měření lze usoudit, že navyšování drsnosti nad hodnotu $Ra = 32\mu m$ nemá již evidentně smysl. Hodnota drsnosti povrchu příliš neovlivňuje charakter proudění ve ventilech.

$Ra=0,2\mu m$			$Ra=14\mu m$			$Ra=32\mu m$		
h=30mm	h=20mm	h=15mm	h=30mm	h=20mm	h=15mm	h=30mm	h=20mm	h=15mm
Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Odtržené	Přilnuté	Odtržené	Odtržené	Přilnuté

Tab. 3: Vliv drsnosti na charakter proudění [50]

8 Vzduchový model ventilu

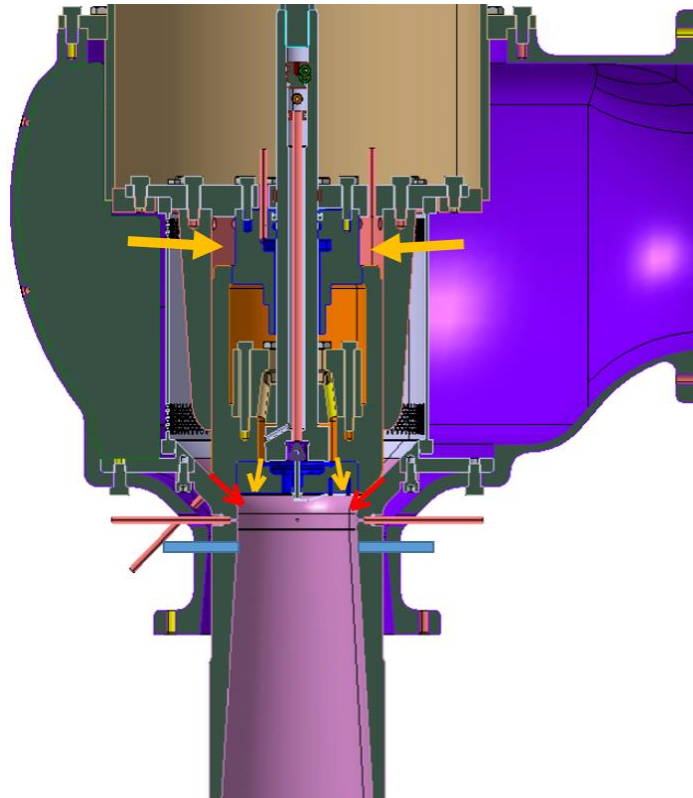
Výzkum VT regulačního turbínového ventilu se provedl na experimentální základně DSPW. Úhel pod kuželkou je 90° a difuzor má rozevření 7° . Model ventilu, instrumentace a aparatura je součástí vybavení experimentální základny. Tvar modelu je vytvořen tak, aby geometrická podobnost modelu byla identická s reálným dílem, který vychází z podobnosti regulačního ventilu pro turbínu o výkonu 800MW. Vzduchový ventil je koncipován jako odlehčený. Detailní konstrukční řešení modelu ventilu je zřetelné v podélném řezu ventilu viz. obr. 67. Při otevírání ventilu dochází nejprve k postupnému zvedání odlehčovací a následně i hlavní kuželky. Odlehčovací kuželka má zdvih v rozsahu 0-3,5mm. Oproti tomu hlavní kuželka má zdvih 0-34mm. Postupný proces otevírání a proudění přes odlehčovací kuželku je naznačen žlutou šipkou na obr. 68 (otvory ve vodící kuželce jsou mimo podélný řez). Schématické označení směru toku média pod hlavní kuželkou je naznačeno červenou šipkou. Největší rozdíl oproti reálnému turbínovému ventilu je v pracovním médiu, neboť experiment je realizován na vzduchové měřící trati.



1 – Těleso ventilu; 2 – Síto; 3 – Přepážka; 4 – Difuzor; 5 – Kuželka;

6 – Odlehčovací kuželka; 7 – Vodící objímka

Obr. 67: Výkres vzduchového ventilu



Obr. 68: Řez 3D modelem ventilu s naznačením směru proudění

Výzkum je zaměřen na odtrhávání mezní vrstvy od stěny a na tlakové pulzace, které se v hrdle vyskytují. Důvodem, proč je věnována pozornost právě odtržení mezní vrstvy je podezření, že především odtržení je jednou z dominantních příčin vzniku nestacionarit, jež mají negativní dopad na bezproblémový provoz ventilu.

Samotná měřicí trať se skládá ze vstupního potrubí, modelu ventilu, difuzoru, výstupního potrubí, kompresoru a měřicí instrumentace viz. obr. 69. Jedná se o podtlakové uspořádání, jak už napovídá umístění difuzoru na sání kompresoru. Vzduch je nasáván volně z atmosféry. Kompresorem je možné dosáhnout až nadkritického tlakového spádu. Konkrétně lze docílit hodnoty až $p_{2s}/p_{0c} = 0,46$. Dosažení nižší hodnoty tlakového poměru není možné, neboť docházelo k pumpáži kompresoru. Z měřicí instrumentace použité na měřicí trati je jedním z nejdůležitějších prvků měření průtoku, realizované s využitím měřicí dýzy. Další sledovanou veličinou je měření celkového tlaku hřebenovou Pitotovou sondou. Pro určení plně odtrženého proudění je na výstupu umístěna tříotvorová válcová sonda. Tato sonda umožňuje realizaci traversování ve vybraných provozech. K měření výhradně statického tlaku jsou v některých předem definovaných místech modelu zhotoveny odběry statického tlaku. Umístění těchto odběrů je voleno na základě dostupné literatury a zkušeností z předešlých měření. Z odběrů tlaku umístěných na ventilu jsou získány povětšinou střední hodnoty. Jen v místě hrdla je nainstalována rychlá tlaková sonda od firmy Kulite, určená k zaznamenávání okamžitých průběhů tlaku. Pomocí této aparatury je možné mapovat tlakové fluktuace po obvodu hrdla. Měření vibrací na jednotlivých částech ventilu je zajištěno tříosými polohovými čidly obecně známými pod pojmem akcelerometry. Relativní posuvy samotné kuželky jsou sledovány prostřednictvím jednoosých fóliových tenzometrických snímačů. [37].

Získání výsledků předcházely nezbytné úkony, které musely být provedeny. Tyto úkony jsou rozděleny do dvou základních skupin:

Před započítím měření:

- Sumarizace a nastudování problematiky týkající se turbínových ventilů
- Vytvoření teze
- Výroba prvků pro model a vytipování měřících míst
- Kalibrace sond
- Osazení
- Příprava měřící aparatury a programových aplikací pro sběr dat

Po dokončení přípravných operací:

- Měření
- Výběr metodiky pro vyhodnocení dat
- Rozbor a vyhodnocení výsledků
- Závěry - stanovení podmínek, za kterých dochází k nestabilitám



1 – Vzduchový filtr; 2 – Tělo ventilu; 3 – Difuzor; 4 – Kompresor; 5 – Elektromotor;
6 – Výtlak kompresoru; 7 – Ovládací pult měřící tratě; 8 – Pružný element na sání;
9 – Měřící dýza

Obr. 69: Uspořádání měřící trati

8.1 Výroba modelu

Důvodem výroby měřicí tratě byly negativní zkušenosti z provozu turbín již zmíněných elektráren viz. kapitola 6. Většina komponent měřicí tratě byla vyrobena již dříve. Pro účely zkoumání nestacionarit muselo být však provedeno několik úprav ventilu a bylo nutné osadit ventil nezbytným počtem měřicí instrumentace.

Oproti dříve provedenému měření na ventilu došlo k některým konstrukčním změnám. Mezi nejzásadnější patří změna spojení kuželky s vřetenem, kdy na původně koncipovaném ventilu bylo spojení vytvořeno prostřednictvím pružné membrány. Tato membrána však negativně ovlivňovala měření síly pomocí tenzometrů.

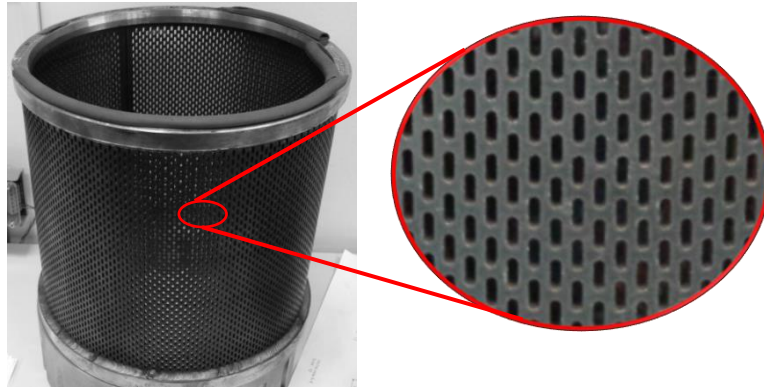
Jedním z parametrů, které mohou ovlivnit proudění je kvalita povrchu. Difuzor i sedlo je broušené brusnou plstí. Na difuzoru je dosaženo drsnosti $Ra = 1,59-1,68\mu m$. V oblasti vstupního kanálu, hrdla difuzoru a na povrchu kuželky se hodnoty pohybují v rozmezí $Ra = 1,4-1,48\mu m$. Drsnost kuželky a difuzoru u běžně vyráběných ventilů ve firmě DSPW dosahuje hodnot $Ra = 1,6\mu m$ v difuzoru, hrdle a vstupním kanálu. Rozdíl drsností na díle a na modelu lze uvažovat jako zanedbatelný. Tento závěr se opírá o výsledky experimentu, který byl proveden ve spolupráci s ÚT AVČR, při kterém se měnila drsnost nalepováním brusných papírů na difuzor v rozsahu $Ra = 0,2-32\mu m$. Výsledkem těchto experimentů je, že změna drsnosti neměla významný vliv na režim a charakter proudění na do jisté míry analogickém modelu ventilu. Model ÚT AVČR byl koncipován jako 2D se vstupním úhlem 60° .

Nutno ještě dodat, že dosedací plocha mezi kuželkou a sedlem se na díle sice obrábí na nižší drsnost $Ra = 0,8\mu m$, ale její plocha je v porovnání s ostatními funkčními plochami zanedbatelná a při experimentu ji lze neuvažovat. Ostatní části ventilu jsou vyráběné s drsností $Ra = 3,2\mu m$. Měření drsnosti je provedeno s pomocí přístroje TESA technology obr. 70, jenž se těsně před měřením kalibroval pomocí etalonu (kalibrovací destička), který je součástí přístroje.

Dělicí přepážka umístěná v komoře ventilu je vyrobena z bukového dřeva. Přepážka po výšce kopíruje tvar vnitřních částí ventilu a vnějšího tělesa. Do ventilu je vloženo síto s oválnými otvory velikosti 3x9mm - viz. obr. 71.



Obr. 70: Měření drsnosti na modelu pomocí drsnoměru

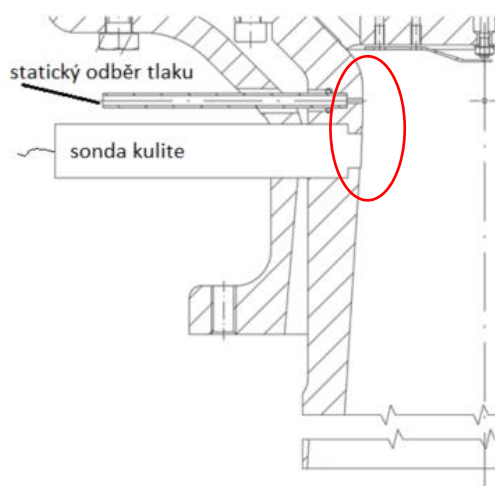


Obr. 71: Síto modelu ventilu

8.2 Vytipování měřících míst

Pro účely osazení jednotlivých měření je vytvořeno měřící schéma. Měřící schéma poukazuje nejen na uspořádání těchto měřících míst, jejich počet a typ, ale vypovídá i o dispozičním umístění. Měřící schéma je součástí přílohy A.

Je snaha monitorovat tlakové pulzace. Tyto pulzace mají negativní vliv na kuželku a případné odtržení proudu. Pro účel monitorování pulzací je vybrána lokalita těsně pod nejužším místem difuzoru tj. hrdlem vyznačeném na obr. 72 - a). Skutečné umístění měření je patrné z obr. 72 - b). Na stěně difuzoru jsou monitorovány střední hodnoty tlaku. Vhodnost takto umístěného měření tlaku potvrzuje i výzkum Domnicka [27] na obr. 73 - a). Z Domnickovi CFD simulace je patrné, že k odtrhávání proudění dochází přibližně v místě dosedací plochy kuželky. Podobná lokalita odtržení je patrná rovněž z PIV experimentu Uruby [29] viz. obr. 73 - b).



a) koncept uspořádání



b) reálné provedení

Obr. 72: Měření tlaku v hrdle difuzoru



a) odtržení proudění od stěny [27]

b) odtržení proudění od stěny [29]

Obr. 73: Výsledky simulace a experimentu turbínového ventilu

8.3 Kalibrace

8.3.1 Kalibrace pneumatických sond

Před započítím měření se provedla kalibrace sond na měřícím tunelu experimentální základny DSPW viz. obr. 74. Kalibrována je jak tříotvorová válcová sonda umístěná na výstupu z difuzoru, tak i hřebenová válcová sonda celkového tlaku osazená na vstupu do ventilu.



Obr. 74: Kalibrace hřebenové sondy

Hřebenová válcová sonda a tříotvorová válcová sonda se ukotvují do traverzovacího zařízení opatřeného krokovými motory. Mobilní jednotka traverzovacího zařízení je umístěna před hrdlo dýzy cejchovního aerodynamického tunelu. Následně jsou sondy ofukovány při různých rychlostech.

Během kalibrace se postupně proměřují rozličné parametry na výstupu z aerodynamického tunelu. Mezi ty nejdůležitější patří statické a celkové tlaky, teplota okolí atd. Hodnoty jsou měřeny průběžně v závislosti na úhlu natočení sondy. Aby se eliminovala případná chyba, provádí se v daném místě celá řada sběru dat.

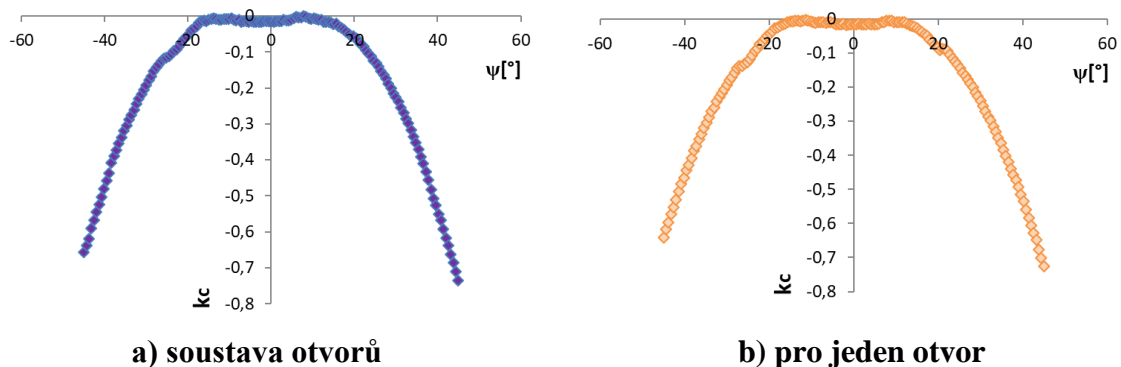
Následně se pro hřebenovou válcovou sondu sestaví rovnice definující součinitel celkového tlaku hřebenové sondy k_c blíže rovnice (8.1). Dále se přistoupí k vypočtení součinitele k_c pro jednotlivé úhly natočení. Hodnoty součinitele sondy jsou posléze proloženy funkcí. Spolehlivost proložené funkce dosahuje vždy hodnot 93% a vyšších. Kromě výše zmíněného jsou vykresleny i histogramy v několika náhodně zvolených bodech.

Histogramy vykazují trend normálního rozložení, a tak je k obdržným hodnotám přistupováno jako ke vhodným pro rutinní zpracování. Výsledkem kalibrace je funkce součinitele k_c v závislosti na úhlu natočení. Kalibrační rychlost proudu je nastavena na 30, 20 a 10m/s. Funkce součinitelů k_c pro rychlosti odlišné od kalibračních je iterována s využitím teorie třecích ztrát na nastavenou rychlost v potrubí.

Kalibrační rychlost proudu se v prvním kroku nastaví odečtením z charakteristiky ventilátoru a nastavením frekvenčního měniče např. na 20m/s. Přesnější informace o skutečné rychlosti na výstupu z aerodynamického tunelu jsou obdrženy z dynamického tlaku Prandtlovy sondy. Získané hodnoty dosahovaly rychlostí 10,2m/s; 19,3m/s a 30,1m/s. Skutečná rychlost je zjištěna z dynamického tlaku, jenž je závislý na tunelové konstantě a měřeném referenčním tlaku. Tato tunelová konstanta je funkcí rychlosti a byla experimentálně odměřena pracovníky ÚT AVČR viz. zpráva DSPW Z-1528/15. Skutečné rychlosti dosáhly hodnot 10,3m/s; 20m/s a 29,8m/s [40].

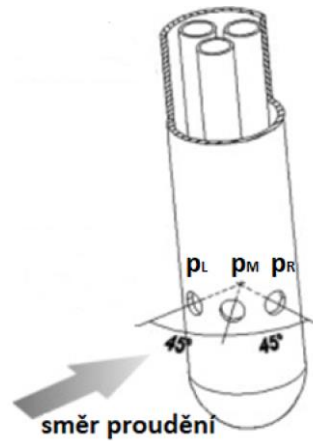
$$p_{ce} = p_c(1 - k_c) + k_c \cdot p_c \quad (8.1)$$

Výsledná funkce součinitele celkového tlaku hřebenové sondy k_c vypadá takto:



Obr. 75: Závislost úhlu natočení hřebenové válcové sondy na bezrozměrovém součiniteli k_c pro rychlost proudění 20m/s

Z obr. 75 - a) je patrné, že pro úhel $\psi = \pm 15^\circ$ je sonda necitlivá na odchýlení, které je způsobené nedokonalým nastavením sondy do proudu v průběhu montáže a proto se jeví tato sonda jako vhodná. V grafu je zjevný drobný propad okolo hodnoty $\psi = 0^\circ$. Rozdíl celkových tlaků $\Delta p = p_c$ (hřebenová sonda) - p_c (Prandtlova sonda) = max. 3,7 Pa. Prověřilo se i chování sondy v případě, že se zakryjí všechny otvory vyjma jednoho. Vývoj je evidentně velmi podobný viz. obr. 75 - b). Analogickým způsobem se kalibruje tříotvorová válcová sonda zobrazená na obr. 76. Nejprve dojde k sestavení rovnice udávající bezrozměrné kalibrační součinitele popsané rovnicemi (8.2), (8.3), (8.4) a (8.5). Změřené hodnoty koeficientů jsou v závislosti na úhlu natočení sondy zobrazeny na obr. 77 - a), b), c). Skrze bezrozměrné kalibrační součinitele je možné vypočítat celkový a statický tlak, rychlost a potažmo i směr proudění.



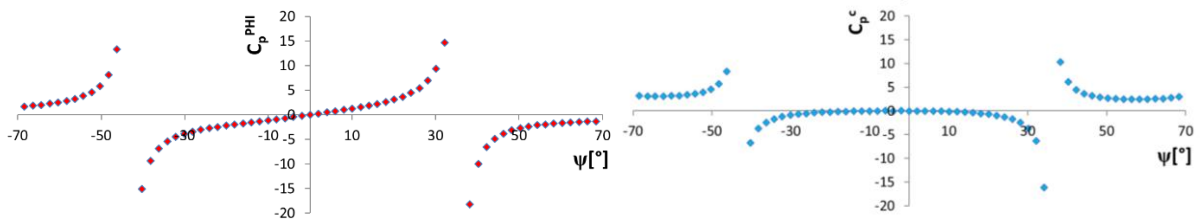
Obr. 76: Tříotvorová válcová sonda [135]

$$p = \frac{p_L + p_R}{2} \quad (8.2)$$

$$C_p^{PHI} = \frac{p_L - p_R}{p_M - p} \quad (8.3)$$

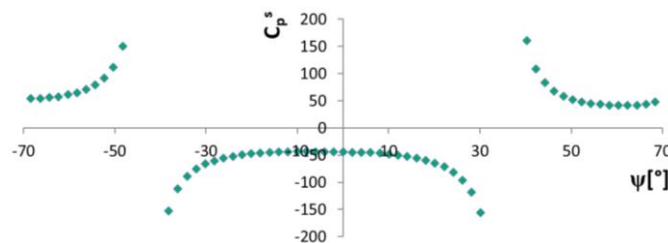
$$C_p^c = \frac{p_M - p_c}{p_M - p} \quad (8.4)$$

$$C_p^s = \frac{p_M - p_s}{p_M - p} \quad (8.5)$$



a) bezrozměrový součinitel C_p^{PHI}

b) bezrozměrový součinitel C_p^c



c) bezrozměrový součinitel C_p^s

Obr. 77: Závislost úhlu natočení tříotvorové válcové sondy na bezrozměrovém součiniteli pro rychlost proudění 74,2m/s

8.3.2 Kalibrace odporových teploměrů

Měření teplot je realizováno pomocí odporových teploměrů typu Pt100 zavedených do A/D převodníku (karta NI; Compact chassis DAQ 9178) od National Instrumentation (dále jen NI). Je provedena kalibrace teploměrů osazených na vstupu a výstupu z ventilu. Pro získání parabolické charakteristiky jsou při kalibraci vyšetřeny čtyři body. První bod je získán zařízením určeným pro kalibraci při teplotě 0°C, známým pod pojmem elektronická nula. Fotografie zařízení je zobrazena na obr. 78 - a). Zbýlé tři body jsou proměřeny v kalibrační peci (oficiální název je přenosný blokový kalibrátor) od výrobce JOFRA viz. obr. 78 - b). Tato pec udržuje po celou dobu měření homogenní pole na základě změřených hodnot referenčních teploměrů a to jak po průměru, tak i v axiálním směru odporového teploměru. Postupně je peci dosaženo teplot 35°C, 40°C a 45°C. Po dosažení hodnoty 45°C proběhla kalibrace teploměrů opačným směrem k hodnotě 0°C. Cílem je prověřit hysterezi teploměrů. Odporové teploměry jsou kalibrovány se zapojením celé měřicí smyčky tj. chassis společně s vloženým modulem (kartou) od NI.



a) kalibrátor teploty 0°C



b) kalibrační pec

Obr. 78: Kalibrace odporového měření teploty

8.3.3 Měření hmotnostního průtoku měřicí dýzou

Měření průtoku je zajištěno kalibrovanou měřicí dýzou obr. 79, kdy se při průtoku media měřil diferenční tlak na dýze. Kalibrace měřicí dýzy byla provedena před několika lety. Měřicí trať nebyla v průběhu své životnosti hojně využívána. Na vstupu do tratě je umístěn tkaninový filtr, zabraňující vniknutí pevných částic. V potrubí nebylo dosahováno rychlostí vyšších než 70m/s. Byla provedena vizuální inspekce měřicí dýzy a dospělo se k závěru, že dýza není nijak poškozena a tudíž není důvod k nákladné kalibraci. Průtok dýzou je vypočten na základě normy ČSN EN ISO 5167 – 1 až 4, 2003 dle rovnic (8.6), (8.7), (8.8), (8.9). Průtok a Reynoldsovo číslo je iterováno tak, aby došlo ke shodě.

$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho} \quad (8.6)$$

Kde součinitel průtoku C je dán vztahem (8.7).

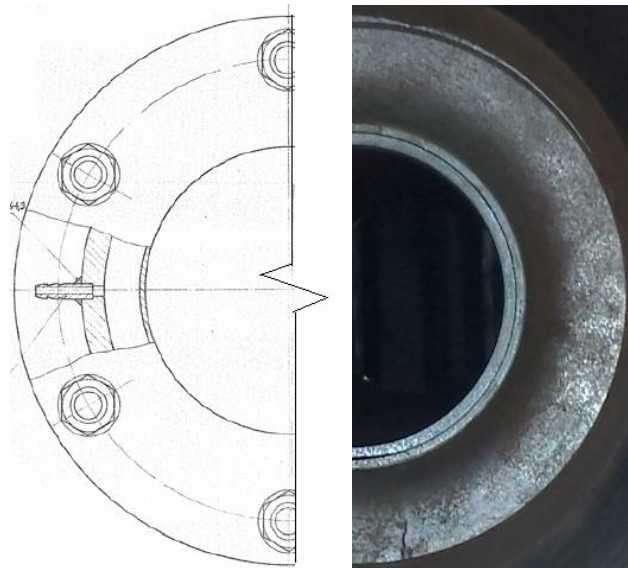
$$C = 0,99 - 0,226 \cdot 2\beta^{4,1} - (0,00175\beta^2 - 0,003 \cdot 3\beta^{4,15}) \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{1,15} \quad (8.7)$$

Součinitel expanze ε lze vyjádřit rovnicí (8.8).

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{\kappa\tau^{2/\kappa}}{\kappa-1}\right) \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4\tau^{2/\kappa}}\right) \left(\frac{1-\tau^{(\kappa-1)/\kappa}}{1-\tau}\right)} \quad (8.8)$$

Reynoldsovo číslo vztažené na průměr potrubí dle rovnice (8.9).

$$Re_D = \frac{c D}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi\mu D} \quad (8.9)$$



a) koncept uspořádání

b) reálné provedení

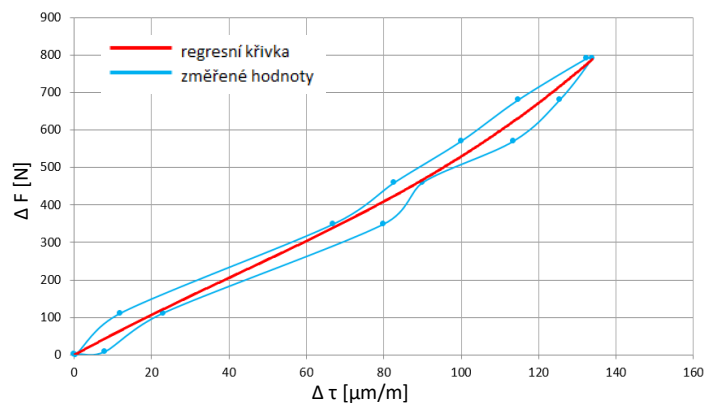
Obr. 79: Dýza pro měření průtoku

8.3.4 Kalibrace tenzometrů umístěných na siloměrném členu vřetena

Na modelu ventilu jsou umístěny tenzometrické snímače, určené k mapování a k analýze vlivu aerodynamických pulzací a případně i síly vyvozené na kuželku. Před kalibrací tenzometrů je horní část ventilu z měřicí trati demontována a umístěna na kalibrační stolici. Kalibrace probíhala postupným zatěžováním kalibrovaným závažím o hmotnosti 11,3kg, 11,2kg a 25kg viz. obr. 80 - a). Toto závaží se postupně umísťuje na nosný člen. Závaží je vkládáno postupně a drážka je vůči původnímu závaží pootáčená o 90°. Při dosažení hodnoty 81,2kg se začalo závaží postupně odebírat. Tímto postupem se zjistila hystereze tenzometrů. Získané body jsou vyneseny níže na obr. 80 - b). Body z grafu jsou proloženy křivkou. Při kalibraci je provedena kompenzace kabelů pomocí ¼ můstku. Tato kompenzace však není výrazná, neboť vzdálenost propojovacích kabelů mezi tenzometrem a ústřednou je cca 1m a kabely měly velmi malý odpor do 2Ω. Mezi jednotlivými úseky zatěžování je dodržena časová prodleva v řádu desítek sekund, aby se ustálilo kmitání závaží, jež sejevilo na první pohled v klidu. Při samotném měření jsou hodnoty z tenzometru přepočteny kalibrační křivkou na hmotnost a následně pomocí gravitační konstanty na sílu. Je nutné si uvědomit, že vyšetřené fluktuace jsou zkesleny pasivními odpory v ucpávkách ventilu. Důležitým výstupem z tenzometrů jsou poměrné deformace a stabilizační síla kuželky.



a) zatěžování závažím



b) kalibrační křivka tenzometru A1

Obr. 80: Kalibrace tenzometrů

8.3.5 Kalibrace měření polohy kuželky

Na vřeteno ventilu je umístěn senzor polohy od firmy Temposonics. Měření polohy je realizováno prostřednictvím A/D modulu (karty NI) vloženého do zařízení National instruments (Compact chassis DAQ 9178). Snímaný proudový signál je v rozsahu 4-20mA. Při znalosti stoupání závitu 1mm/ot. se odečetl proudový výstup pro daný zdvih. Zdvih 0mm je definován pomocí tenzometrů, kdy při dosednutí velké kuželky do sedla došlo k odlehčení na tenzometrech. Pro ilustraci je zapojení ukázáno na obr. 81.



Obr. 81: Zapojení měřící aparatury od firmy National instruments

8.4 Osazení

Osazení měřících míst citlivou měřící aparaturou, jako je rychlá tlaková sonda, tříotvorová sonda apod., je provedeno až v poslední fázi příprav před měřením, aby během montáže ventilu nedošlo nevhodnou manipulací k jejich poškození. Měřící a vyhodnocovací program, který je vytvořen v aplikaci LabVIEW zapisoval aktuální průtok, atmosférický tlak, tlakový poměr a jiné hodnoty dle monitorovaných míst ventilu zakreslených na měřícím schématu. Hodnoty jsou zaznamenávány v reálném čase. Jedním z nejdůležitějších výstupů jsou vykreslené průtokové charakteristiky ventilu, které jsou známé pod pojmem beta křivky. Průtokové charakteristiky jsou zaznamenávány prostřednictvím připraveného makra Excelu.

Jedním z cílů experimentu je zmapovat dynamické chování v oblasti pod kuželkou. Aby bylo možné popsat jevy pod kuželkou dostatečně věrohodně, je nutné osadit sledovanou oblast tak citlivým měřením, jež je schopné podchytit tlakové pulzace o vysokých frekvencích. Pro tento účel je hrdlo difuzoru osazeno jedním kusem rychlého převodníku tlaku, který je vůči statickým odběrům tlaku umístěných v hrdle pootočen o 90°. Zvolený převodník tlaku typu Kulite (řada XCEL-100) je schopen zajistit sběr tlakových rozruchů o vysoké frekvenci. Konkrétně tento použitý typ je omezen až vlastní frekvencí na hladině 200kHz. Převodník pracuje na tenzometrickém principu s polovodiči, tvořícími odporový měřící můstek. Stabilní napájení 10V je zajištěno prostřednictvím karet z měřící ústředny DEWESOFT, která je schopna sběru dat až s frekvencí 200kHz. Dle Shannon-Nyquistova teorému musí být vzorkovací frekvence větší než dvojnásobek maximální frekvence harmonických složek, vyskytujících se ve vzorkovaném signálu. V opačném případě by došlo k aliasingu (falšování signálu), kdy dochází k překrytí několika spekter. Očekávaná hodnota nejvyšší frekvence harmonických složek obsažených v měřeném signálu je 3000-3500Hz. Tento předpoklad se zakládá na rešerši literatury viz. kapitola 4.2. Vzorkovací frekvence je tedy volena na hodnotě 10kHz. Tato ústředna je mimo jiné vybavena antialiasingovým filtrem. Filtr je nastaven na hodnotě 3900Hz dle rovnice (8.10) [34].

Jelikož rychlá tlaková sonda je velmi citlivé zařízení, vyrobilo se speciální pouzdro, které zaručuje, že rychlá tlaková sonda není během měření nijak deformována a obdržený signál je signálem bez vedlejších vlivů. Díky tomuto pouzdru je sonda umístěna přímo v místě proudění a tím je vyloučeno, že mezi sondou a samotným místem měření dojde ke zkreslení frekvencí útlumem tlakových pulzací v komůrce. Literatura zná tento děj pod pojmem Helmholtzův rezonátor.

$$f_{MAX} = f_{vz} / 2,56 \quad (8.10)$$

K měření tlakových pulzů pod kuželkou jsou využita data ze čtyř tenzometrů umístěných pod víkem kuželky na siloměrném členu, který je součástí vřetena ventilu. Tenzometry jsou připojeny rovněž na ústřednu DEWESOFT. Tato aparatura je použita jak při kalibraci, tak i při samotném měření na měřící trati. Osazeny jsou dva kusy tenzometrů od firmy HBM s k-faktorem 2,13 a dva kusy s k-faktorem 2. I přestože během měření nedocházelo k výraznějším změnám teplot, tak jsou tenzometry zapojeny do ¼ můstku, aby nebylo nutné je kalibrovat na teplotu. Umístění a upevnění tenzometrů je vidět níže na obr. 82 - a).



a) umístění tenzometrů na siloměrném členu

b) pohled na víko kuželky vybavené statickými odběry tlaku

Obr. 82: Pohled směrem na dno kuželky

Na dně kuželky jsou v různých poloměrech od středu připraveny 3 odběry statického tlaku viz. obr. 82 - b). Odběry tlaku jsou vyvedeny podél celého vnitřního difuzoru a na jeho konci jsou provlečeny vnějším tělem ventilu a zaústěny přímo do převodníku.

K měření středních hodnot statického tlaku jsou využity převodníky od firmy NetScanner. Odběry statických tlaků jsou zhotoveny v průměru 0,5mm a jsou opracovány tak, aby odběr nezasahoval nikterak do proudu a neovlivňoval tak měření. Při mapování dějů v jednotlivých příčných řezech ventilu jsou použity stejně dlouhé impulsní hadičky. Tím je zajištěno, že ovlivňování měřených hodnot tlaku impulsními hadičkami je stejné pro jednotlivě měřené odběry a rovněž i časové zpoždění je identické.



**a) detail statického odběru tlaku
umístěného na výstupu z difuzoru**



**b) těsnostní zkouška odběrů statických
tlaků**

Obr. 83: Odběry středních hodnot tlaku na modelu

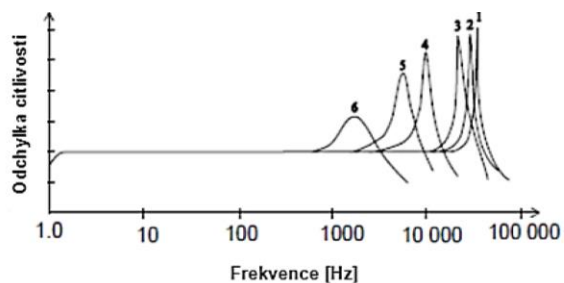
Statické odběry i impulsní hadičky jsou před započítím měření podrobeny těsnostní tlakové zkoušce. Těsnostní tlaková zkouška proběhla s využitím přístroje AMETEC SOFRA APC, kdy je statický odběr tlaku zaslepen a pomocí ruční pumpičky přístroje se odsál/natlakoval impulsní odběr a sledoval se nárůst/pokles tlaku po dobu několika desítek sekund obr. 83 - a), b). Přírubové spoje a místa potenciálních netěsností jsou kontrolovány vizuálně po nanesení jarové a mýdlové vody.

Mezi důležité hodnoty měřené v průběhu experimentu je zdvih kuželky. Spojité snímání polohy je zajištěno lineárně-proporcionálním senzorem analogového typu na indukční bázi. Signál je proudový 4-20mA, přičemž 4mA definují zavření ventilu, tedy nulovou polohu, kdežto signál 20mA dává informaci o plně otevřeném ventilu. Napájení je zajištěno stabilním zdrojem od firmy Tesla. Signál je přenášen po komunikaci přímo přes vložený modul (kartu) od National instrumentation do počítače a dále přes aplikaci NI-max do vyhodnocovací aplikace Labview. Nastavení polohy se provádí manuálně pomocí šroubového mechanismu. Nulová poloha ventilu je nastavena, jakmile je od tenzometrů připevněných na kuželce obdržen signál odlehčení, což je průvodní jev při dosednutí kuželky na sedlo (kuželka se opírá o sedlo a siloměrným členem se nepřenáší síla od tíhy kuželky).

V praxi lze pomocí snímačů vibrací měřit posuv, rychlost nebo zrychlení. Pro měření na hladinách nižších kmitočtů (řádově Hz) je výhodnější měření výchylky. V problematice týkající se měření na ventilu, kde se očekávají kmitočty v řádech kHz, je naopak vhodnější měřit zrychlení. Pro monitorování zrychlení jsou vybrány 3-osé akcelerometry. Sledování vibrací na potrubí a na modelu ventilu je prováděno ve třech vzájemně kolmých osách X, Y, Z. Jejich prostorová orientace je vyznačena na měřícím schématu v příloze A. Osazené 3-osé vícekanálové akcelerometry pracují na bázi piezoelektrického efektu. Výrobcem je firma Brüel & Kjær viz. obr. 84. Spojením výstupu z difuzoru s hrdlem kompresoru jsou však na akcelerometry přenášeny otáčkové a lopatkové frekvence i s jejich harmonickými frekvencemi a to i přesto, že převáděcí potrubí vedoucí ke kompresoru je spojeno pryžovým kompenzátorem. Ve většině případů jsou akcelerometry připevněny pomocí úchytek,

přilepených dvousložkovým pryskyřicovým lepidlem k místům měření. Tím je zajištěn věrohodný přenos vibrací z potrubí na akcelerometr pro danou vzorkovací frekvenci. Příklad umístění akcelerometru je viditelný na obr. 84. Pouze tam, kde to není možné z technologických důvodů, jsou akcelerometry připevněny k modelu magnetem pevně spojeným s akcelerometrem. Vliv upevnění akcelerometru v závislosti na odchylce citlivosti reprezentuje obr. 85. Vzorkovací frekvence je nastavena na hodnotě 10000Hz.

Články popsané výše se zmiňují o vibracích turbínových ventilů s výraznými složkami amplitud, zejména v oblastech frekvencí 3000-3500Hz. Aby nedocházelo ke zkreslení Fourierova obrazu tak je nutné, aby dle vzorkovací teorie byla vzorkovací frekvence minimálně dvojnásobkem nejvyšší frekvence získané z původního signálu. Tuto podmínku zvolená vzorkovací frekvence 10000Hz splňuje. Je podezření, že pumpáž kompresoru ovlivňovala výsledky akcelerometrů. Z toho důvodu jsou odfiltrována data akcelerometrů v blízkosti pumpáže kompresoru.



Odchylka citlivosti tenzometru při uchycení:
 1 – přišroubování, 2 – přilepení, 3 – podložka,
 4 – plochý magnet, 5 – dvouprvkový magnet,
 6 – ruční dotyková sonda

Obr. 84: Upevnění tříosého akcelerometru od firmy Brüel & Kjær

Obr. 85: Vliv upevnění akcelerometrů na kvalitu měření

Vizuální podoba připraveného programu vytvořeného v prostředí LabVIEW, který je určen ke sběru dat, je k vidění na obr. 86. Touto aplikací jsou měřeny statické a celkové tlaky skrze dva tlakové převodníky. Mimo jiné je touto aplikací měřena poloha ventilu, teplota atd. Měřené hodnoty jsou postupně zaznamenávány do textového souboru a to chronologicky společně se záznamem času.



Obr. 86: Grafické rozhraní programu určeného pro sběr dat vytvořeného v prostředí LabVIEW

8.5 Průběh měření

Při konstantním zdvihu je provedeno postupné zatěžování tlakovým poměrem a posléze odlehčování. Změna tlakového poměru je vyvozena změnou otáček kompresoru. Důvodem takovéto procedury provozu je zmapovat případnou hysterezi. Na měřící trati je dosaženo minimálního tlakového poměru $p_{2s}/p_{0c} = 0,46$. Nižším tlakovým poměrem než zmíněná hodnota by hrozilo poškození kompresoru. Nastavování tlakového poměru je prováděno nejprve hrubým odečítáním hodnot tlakového poměru z U-trubice. Přesné hodnoty jsou zaznamenávány do datových souborů. V provozech kdy je dosaženo limitace provozuschopnosti kompresoru a došlo k pumpáži, je nutné otevřít by-pass na sání kompresoru. Otáčky kompresoru jsou nastavovány na ovládacím panelu. Po každém nastavení otáček případně zdvihu, je před započítáním sběru dat vyčkáno, aby se vyloučily přechodové stavy ovlivněné provozem kompresoru nebo případnou změnou zdvihu.

Zdvih kuželky je před jednotlivou periodou měření ručně přestaven pákou pevně spojenou s mechanismem šroubení s jemným závitem na vřetení. Jedna otáčka páky odpovídá zdvihu 1mm.

Měření hmotnostního toku je zjištěno prostřednictvím měření difference tlaku na měřící dýze.

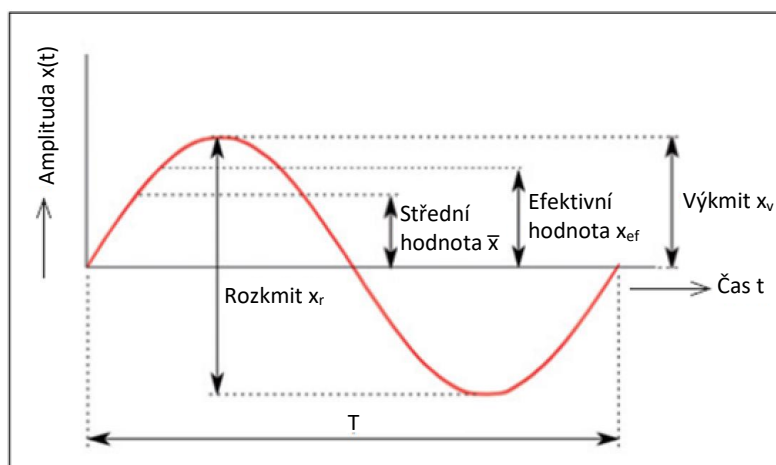
Pomocí tlakových převodníků NetScanner jsou sbírána data vzorkovací frekvencí 100Hz. Pro každé měření je nasbíráno 300 vzorků.

Ústředna Devesoft sbírala data s frekvencí 10000Hz. Počet vzorků je v řádech statisíců na jeden nastavený zdvih z jedné sondy. Důvodem navolení takto vysoké frekvence sběru dat je vyhnutí se aliasingu, jenž by značně zkresloval změřené hodnoty.

Získaná data z měření pomocí rychlé tlakové sondy, tenzometrů a akcelerometrů jsou zaznamenávána do souborů typu „.dat“. Takto získané hodnoty jsou dále načítány a zpracovány pomocí programu Matlab. Nejprve je nutné synchronizovat a konsolidovat data získaná ústřednou Devesoft s velkou vzorkovací frekvencí a následně i data získaná pomalejším měřením středních hodnot tlaku, teplot atd. Dále jsou data v tomto programu zpracovávána a výstupem jsou grafy znázorňující průběhy tlaků, vibrací, relativních posuvů atd.

8.6 Zpracování získaných hodnot

Z hlediska frekvenční analýzy můžeme na ventil nahlížet jako na oscilátor buzený mechanicky a průtokem média. Budícími silami, které je potřeba monitorovat, jsou oscilace buzené tekutinou a to například úplavy, volné smykové vrstvy, odtržení mezní vrstvy, rázové vlny a podobně. Parazitní vlivy, které naopak nejsou předmětem výzkumu, a bylo by dobré je separovat, jsou oscilátory mechanického typu jako například vlastní frekvence, otáčkové frekvence kompresoru, nevyváženost rotoru, vliv převodovky apod. Stochastický signál, který je ve většině případů získáván během reálného měření lze popsat pomocí charakteristických hodnot jako je například výkmit, rozkmit, střední hodnota atd. Na obr. 87 jsou některé vybrané hodnoty zaneseny do harmonického signálu sinusové funkce.



Obr. 87: Vyhodnocující parametry v časovém průběhu signálu [38]

8.6.1 Střední hodnota (average)

Pro náhodné hodnoty vektoru x s četností N je skalár střední hodnoty (průměru) popsán rovnicí (8.11).

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (8.11)$$

8.6.2 Směrodatná odchylka (standard deviation)

Směrodatná odchylka je nástroj, jakým lze popsat variabilitu (rozptýlenost) sbíraných hodnot. Pro náhodné hodnoty vektoru x s četností N je směrodatná odchylka definována rovnicí (8.12). Směrodatná odchylka je odmocninou z rozptylu. Oproti rozptylu má však stejný rozměr jako analyzovaná veličina.

$$s_o = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (8.12)$$

8.6.3 Efektivní hodnota (root mean square - rms)

Efektivní hodnota je definována rovnicí (8.13). Vyjadřuje energetický obsah v signálu a je tedy i jakýmsi měřítkem ve vztahu k mechanickému poškození komponent.

$$x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=0}^N x[n]^2} \quad (8.13)$$

8.6.4 Klouzavý průměr (moving average)

Signál naměřený v časové oblasti je velmi hustý, méně přehledný a proto jsou do změřeného signálu zaneseny rovněž hodnoty klouzavého průměru. Principem klouzavého průměru je rozdělení dat na jednotlivé podmnožiny, které jsou dále průměrovány. Klouzavým průměrem dojde k vyhlazení křivky, na které je lépe rozlišitelný trend průměrovaných hodnot. V této disertační práci je použit exponenciální klouzavý průměr, známý také jako exponenciální vážený klouzavý průměr viz. rovnice (8.14), jež přiřazuje posledním hodnotám vyšší váhu. Tento průměr má větší citlivost a lépe kopíruje trend v porovnání s jednoduchým klouzavým průměrem.

$$EMA[n] = EMA[n-1] + K(H - EMA[n-1]) \quad (8.14)$$

Kde

$$K = \frac{2}{N + 1} \quad (8.15)$$

8.6.5 Činitel výkmitu (crest factor)

Metoda výpočtu činitele výkmitu dává do poměru maximální výkmit a efektivní hodnotu dle rovnice (8.16). Činitel výkmitu tedy vyjadřuje, kolikrát je amplituda větší v porovnání se střední hodnotou. Tato metoda je vhodná zejména pro analýzu pulzů obsažených v signálu. Tato metoda mimo jiné hojně využívá i pro monitorování zhoršujícího se stavu zařízení v průběhu provozu.

$$x_{CF} = \frac{x_{max}}{x_{ef}} \quad (8.16)$$

8.6.6 Amplitudové spektrum (amplitude spectrum)

Signál získaný měřením na ventilu pomocí rychlé tlakové sondy, akcelerometrů a tenzometrů, který je zaznamenán v diskretní časové oblasti (doméně) je dále zpracováván. Je užitečné zjistit, jaké významné frekvence se v získaném signálu vyskytují a zda se v signálu vyskytují oblasti úzkopásmové, projevující se obvykle jediným vrcholem, popřípadě oblasti širokopásmové. Vhodným nástrojem pro zjištění frekvencí je provedení frekvenční analýzy signálu, kdy je časový signál převáděn, respektive rozložen na harmonické frekvence pomocí goniometrických funkcí. Jak již bylo zmíněno, tak změřený signál je diskretního charakteru a proto je vhodné použít diskretní Fourierovu transformaci (dále jen DFT) viz. rovnice (8.17). Aby bylo možné přenést signál z časové do frekvenční oblasti v krátkém čase, je třeba provést výpočet DFT použitím algoritmu známým pod pojmem rychlá Fourierova transformace (dále jen FFT). Principem vytvoření FFT je rozdělení signálu $x[n]$ na sudé a liché vzorky viz. rovnice (8.18) a následný výpočet dle pravidel algoritmu pro FFT. Pomocí tohoto algoritmu dojde k redukování výpočtu na $N \log_2 N$ operací. Výsledkem funkce naprogramované v Matlabu je dvoustranné komplexní spektrum, kde je obsažena jak hodnota amplitudy, tak i fáze. Hodnoty jsou dále zpracovány tak, aby výsledkem bylo jednostranné amplitudové spektrum nazýváno též periodogram nebo amplitudový histogram, jenž představuje závislost amplitudy četnosti pulzů distribuovaných podél frekvenčního spektra. Jedná se o tzv. okamžité spektrum platné pro daný ustálený stav [133], [34].

$$\hat{X}[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] e^{-j \frac{2\pi nk}{N}} \quad (8.17)$$

$$\hat{X}[k] = \sum_{n=0}^{N/2-1} g[n] e^{-j \frac{4\pi nk}{N}} + h[n] e^{-j \frac{2\pi(2n+1)k}{N}} \quad (8.18)$$

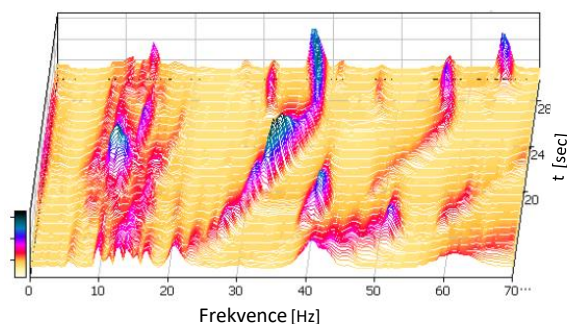
8.6.7 Krátkodobá Fourierova transformace (short-time Fourier transform)

Amplitudové spektrum je poplatné pouze stavům ustáleným. V případě potřeby komplexního pohledu při nestacionárním průběhu měření je nutné zaznamenat časově proměnná amplitudová spektra. Vhodným prostředkem k vytvoření uceleného pohledu na průběh amplitud v čase, je vytvoření prostorového grafu, kdy k ose frekvence a amplitudy přibude osa časová. Takovýto prostorový graf nazýváme spektrogram, který je též známý pod pojmem krátkodobá Fourierova transformace nebo také multispektrum. Matematické vyjádření je popsáno rovnicí (8.19). Spektrogram je tvořen sérií Fourierových transformací po krátkých úsecích v časově proměnlivých hodnotách amplitud. Výsledkem je závislost frekvence a času na velikosti amplitud. Příkladem je obr. 88. Škála barev udává velikost amplitud.

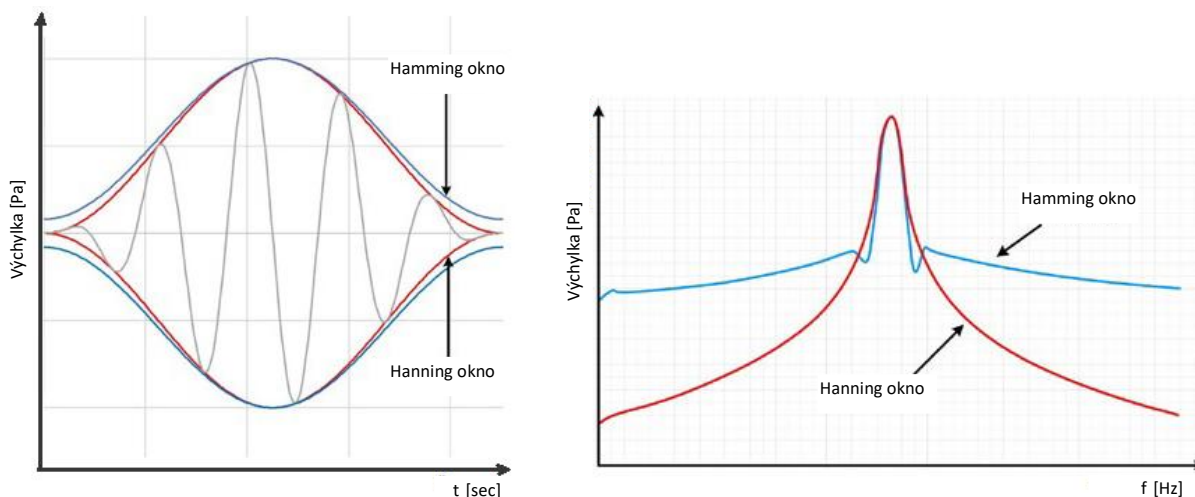
Pro vhodné rozlišení ve spektrogramu je použito následující nastavení. Před samotným výpočtem je nutné zvolit časovou váhovou funkci (okénková funkce) viz. obr. 89. Pro účely spektrogramu je zvoleno Hannovo okno. Počet oken je nastaven na hodnotu 1024**. Velikost okna musí být volena jako kompromis, protože delším okénkem by se dosáhlo dobrého rozlišení ve frekvenci, ale horšího rozlišení v čase a vice versa. Takovýto nedostatek vychází z Heisenbergova principu neurčitosti. V praxi je proto nutno volit kompromis. Tento nedostatek lze částečně eliminovat překrytím. Velikost okna je nastavena na hodnotu 1000. Mimo zmíněné komplikace s principem neurčitosti je další bariérou omezený výkon výpočetní techniky, která při zpracovávání takovéhoho objemu dat začíná narážet na limity. Pro překrytí je zvolena hodnota 50% z počtu oken.

Vybraný matematický aparát využitý k dosažení výsledků:

$$X[k, m] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] w[n - mN] e^{-j\frac{2\pi mk}{M}} \quad (8.19)$$



Obr. 88: Příklad spektrogramu [133]



Obr. 89: Průběh časové váhové funkce Hamming a Hanning [136]

***) Výpočet je nejefektivnější lze-li počet oken vyjádřit 2^N

8.6.8 Výkonová spektrální hustota (power spectral density - PSD)

Analýzu signálu lze podrobit výpočtu periodogramu. Periodogram se limitně blíží výkonové spektrální hustotě a to výpočtem Fourierovy transformace na stacionárním signálu aplikací rovnice (8.20). Tento periodogram má však významný rozptyl, proto se pro zjištění výkonové spektrální hustoty používá modifikovaný periodogram, kdy dochází k pronásobení okénkem $w[n]$. V disertační práci je aplikován výpočet odhadu spektra metodou Welsch. Tato metoda se zakládá na výpočtu diskrétní Fourierovy transformace signálu, rozděleného na úseky. Tyto úseky signálu jsou průměrovány a výsledkem je jednostranné spektrum, kdy je výkon distribuovaný podél jednotlivých frekvencí. Každý úsek je násoben okénkovou funkcí, aby se částečně eliminovalo prosakování ve spektru. Pro tento případ je voleno Hannovo okno. Počet oken je nastaven na hodnotu 1024. Překrytí je nastaveno jako 50% z počtu oken [35], [134].

$$\tilde{P}[k] = \frac{1}{N} |\hat{X}[k]|^2 \quad (8.20)$$

8.6.9 Frekvenční přenosová funkce

Analýza vlastních frekvencí je založena na buzení testovaného modelu pomocí rázového kladívka. Úderem kladívka do modelu je vnesen budící impuls. Dále je pozorována pomocí měřicí aparatury odezva systému. Poměrem odezvy a budícího impulsu ve frekvenčním spektru je získána frekvenční přenosová funkce, ze které jsou patrné vlastní frekvence a jejich harmonické frekvence. Vyjádřeno rovnicí (8.21).

$$H[k] = \frac{X[k]_{Od}}{X[k]_{Buz}} \quad (8.21)$$

8.6.10 Stochastické normování v časo-frekvenční oblasti

Stochastické normování je vhodná metoda ke zjištění náhlé změny (skok) v signálu. Z časového průběhu měřeného signálu je vytvořen spektrogram. Spektrogram je rozdělen na kratší úseky a je normován dle rovnice (8.22). Do této rovnice je zakomponován tzn. koeficient zapomínání, jenž určuje dynamiku adaptace vypočtených hodnot. Z tohoto normovaného spektrogramu je s využitím rovnice (8.23) vypočtena charakteristická hodnota $k(t)$ [46].

$$X_{norm}[k, m] = \frac{X[k, m] - \bar{x}}{s} \quad (8.22)$$

$$k(t) = x_{ef_{k=0}}^K (X_{norm}[k, m]) \quad (8.23)$$

8.7 Rozbor výsledků modelu ventilu se sítím

Výsledky vytvořené aplikací v programu Matlab jsou například grafy tlakových pulzací v časové oblasti, frekvenčních spekter, spektrogramů a průtokových charakteristik s vyznačením vyšších amplitud o dané frekvenci. Ze získaných dat prezentovaných níže je dostatečně patrné, jaké dominantní frekvence se ve ventilech vyskytují a jakým způsobem se projevuje odtržení proudu a nestacionarity proudu uvnitř modelu ventilu.

Jak již bylo zmíněno v předchozím textu, tak otáčky kompresoru jsou proměnlivé a mohly by ovlivnit výsledky frekvenční analýzy. Proto je prověřen vliv buzení frekvencí od otáček a od lopatkových frekvencí a jejich vyšších harmonických frekvencí. Měření je uskutečněno pomocí tachosondy viz. obr. 90 - a). Fázová značka se umístila mezi motor a převodovku kompresoru a opticky se měřily otáčky. Z převodového poměru je následně možné dopočítat skutečné otáčky kompresoru. Otáčky zobrazené v časové oblasti jsou zobrazeny na obr. 91 - a). Spektrogram je pro ilustraci vyobrazen na obr. 91 - b). Otáčky jsou ověřeny jednak tachosondou a jednak měřením na dynamometru. Spektrogram lze následně srovnat s jednotlivými spektrogramy získanými z měření na ventilu a komparační metodou lze usoudit, zda došlo k ovlivnění měření. Úsek výstupního potrubí je mezi modelem ventilu a hrdlem kompresoru přerušen a nahrazen pružným elementem určeným k zamezení přenosu otáčkových a lopatkových frekvencí, frekvencí od vibrací převodovky a vlastních frekvencí soustavy kompresor-převodovka-motor.

Aby se vyloučilo zkreslení výsledků vlastními frekvencemi modelu provedl se tzn. „Boom test“ rázovým kladívkem viz. obr. 90 - b). Poklep rázovým kladívkem je realizován různě silnými dvěma rázy a to v místě vstupního potrubí, vřetena ventilu, hrdla ventilu a výstupu z difuzoru. Příklad časového průběhu odezvy je prezentován na obr. 92 - a), který je následně vhodně oříznut viz. obr. 92 - b). Pomocí rázového kladívka se zjistilo, že ventil má celou řadu vlastních frekvencí a to protože se skládá z mnoha komponent a částí potrubí, jež jsou na různých místech více či méně tlumeny. Tím jsou vybuzené i frekvence odvislé od místa poklepu. Upozorníme na vlastní frekvence na hodnotě 910Hz a 1820Hz viz. obr. 93. Různě silnými údery rázového kladívka je možné prověřit, zda je dynamický systém lineární a má tedy frekvence bez ohledu na budící síly vždy o stejné hodnotě, nebo zda je systém nelineární a vlastní frekvence jsou závislé na budících silách. Závěrem z této analýzy je, že systém prokázal ryze lineární charakter.

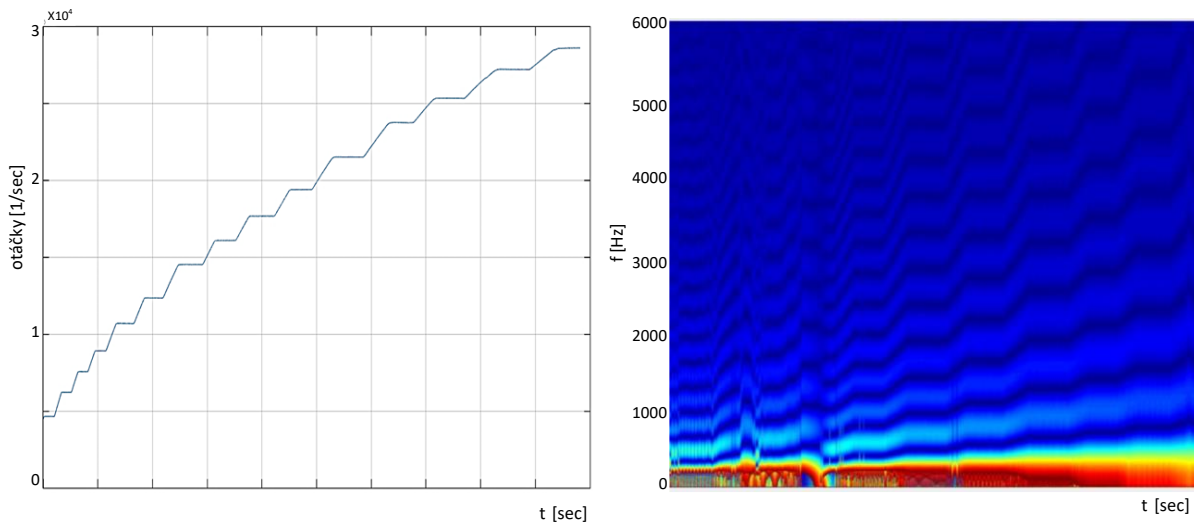


a) umístění tachosondy na spojení



b) rázové kladívko

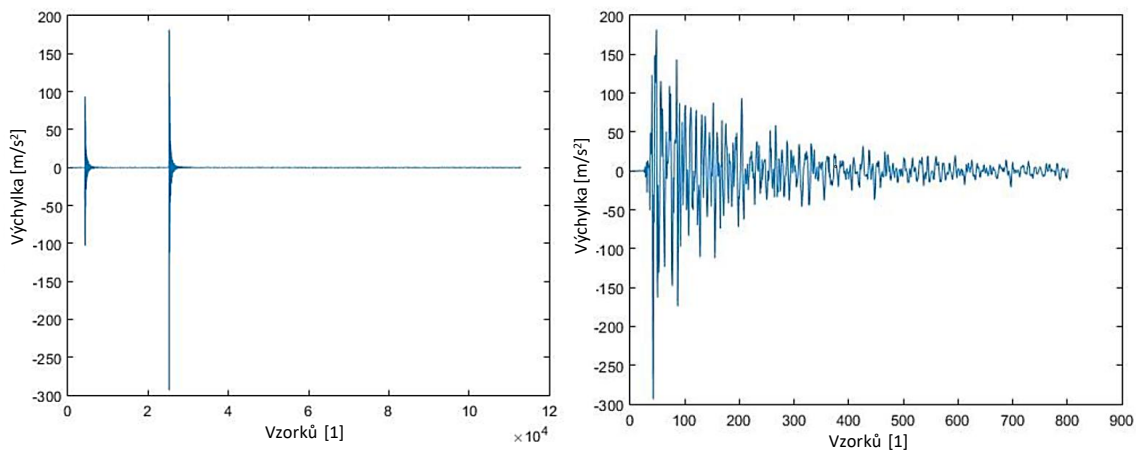
Obr. 90: Použitá měřicí aparatura



a) průběh otáček v závislosti na čase při zdvihu 32mm měřené tachosondou

b) spektrogram otáčkových frekvencí při zdvihu $h = 32\text{mm}$ měřené tachosondou

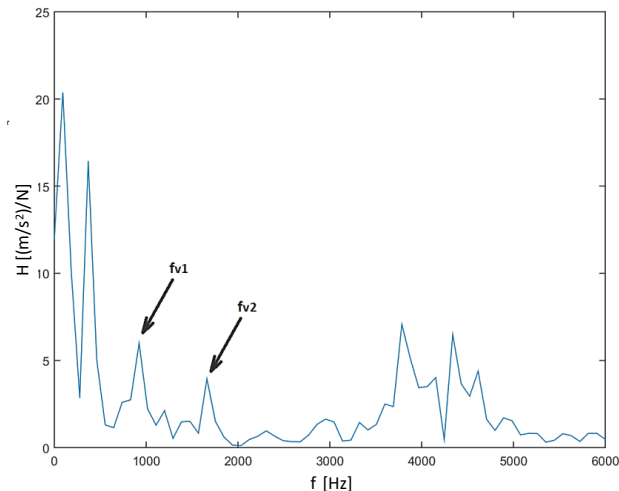
Obr. 91: Měření otáček tachosondou



a) Odezva signálu

b) Oříznutí odezvy signálu

Obr. 92: Časové průběhy odezvy signálu z akcelerometrů

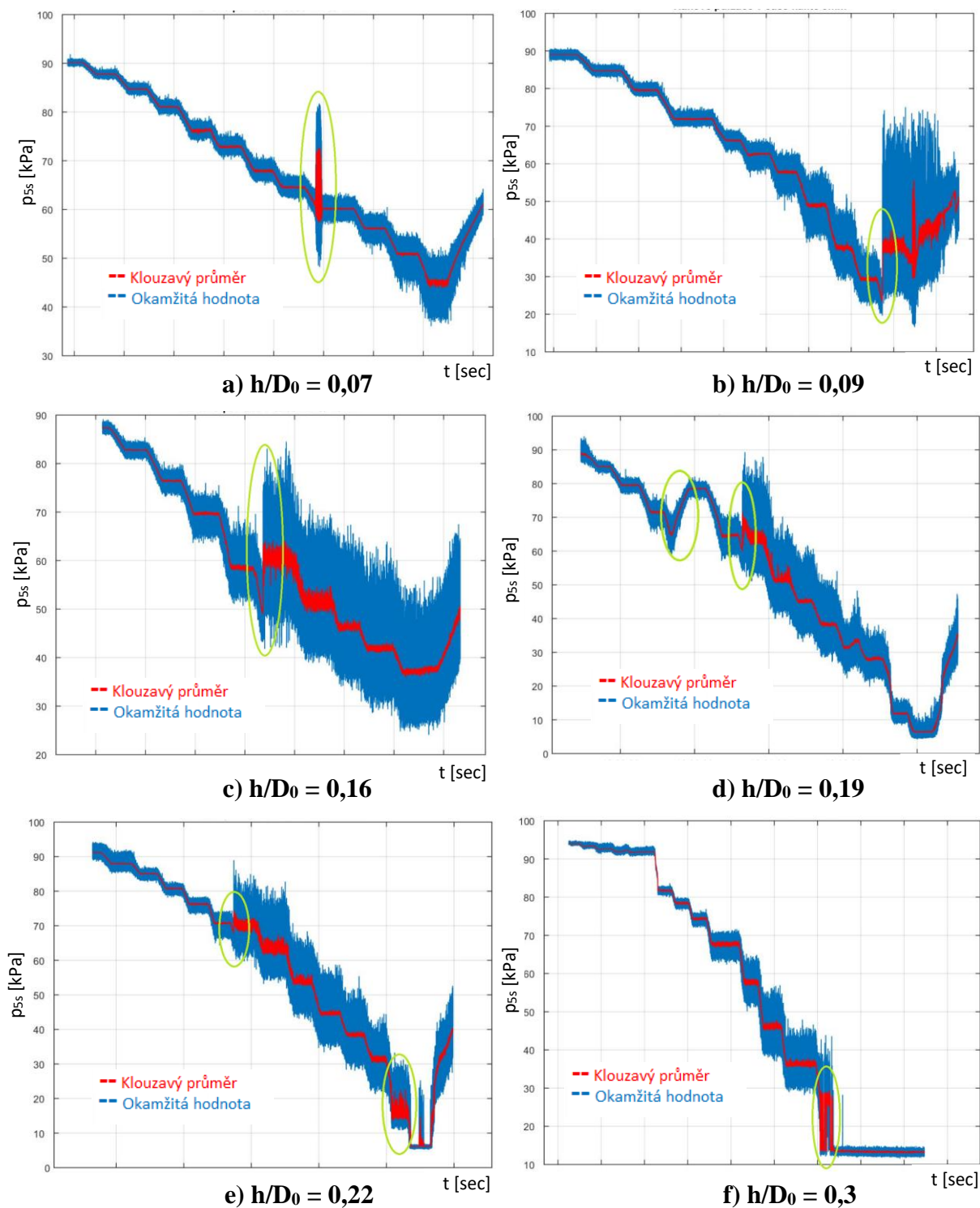


Obr. 93: Frekvenční přenosová funkce

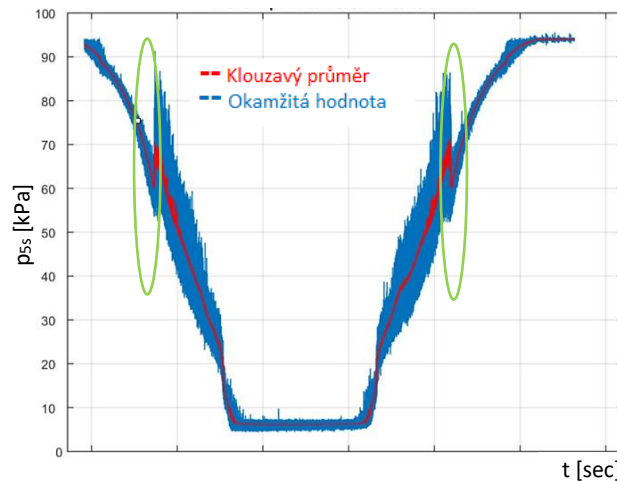
Při nízkých tlakových poměrech dochází k pumpáži kompresoru. Identifikace pumpáže ve spektrogramu je jednoduše rozeznatelná, protože každá perioda měření končila právě pumpáží kompresoru s charakteristickým projevem ve spektrogramu. Tedy pouze několik málo posledních sekund spektrogramu je ovlivněno pumpáží kompresoru a tyto části jsou ze signálu odříznuty.

8.7.1 Monitorování průběhů okamžitých hodnot tlaku v časové doméně

Základním nástrojem analýzy změřených dat je rozbor naměřených hodnot v čase. Na obr. 94 jsou zobrazeny průběhy nestacionárních stochastických signálů snímaných pomocí rychlé tlakové sondy. Jedná se o sondu, která je označena jako p_{5s} s orientací vůči vstupu 90° blíže viz. měřicí schéma v příloze A. Ve výsledcích mohou být k vidění náhlé změny, jež mohou poukazovat na změnu topologie proudění. Ze záznamu signálu lze vypočítat trend měřené veličiny. Data lze dále analyzovat užitím např.: střední hodnoty, intenzity proudění apod. Měření provedené na ventilu probíhá postupným snižováním tlakového poměru počínaje hodnotou $p_{2s}/p_{0c} = 1$. Zprvu je během měření tlaků v hrdle detekováno vždy proudění přilehlé. S postupným snižováním tlaku kompresorem úměrně klesá i tlak v hrdle. Za jistých podmínek však dochází k trhání proudu od stěny. Jedná se buď o odtržení s následným znovupřilnutím viz. zelená elipsa obr. 94 - a), ke kterému dochází velmi zřídka a bez jakékoli pravidelnosti nebo častěji k odtržení trvalému viz. zelená elipsa např. obr. 94 - b). V případě vyšších zdvihů se objevuje časový průběh buď bez jakékoli skokové změny, nebo s přechodovou oblastí viz. zelená elipsa obr. 94 - f). Krátké horizontální úseky s konstantním tlakem v difuzoru popisují stav, kdy dochází k měření v ustáleném stavu.



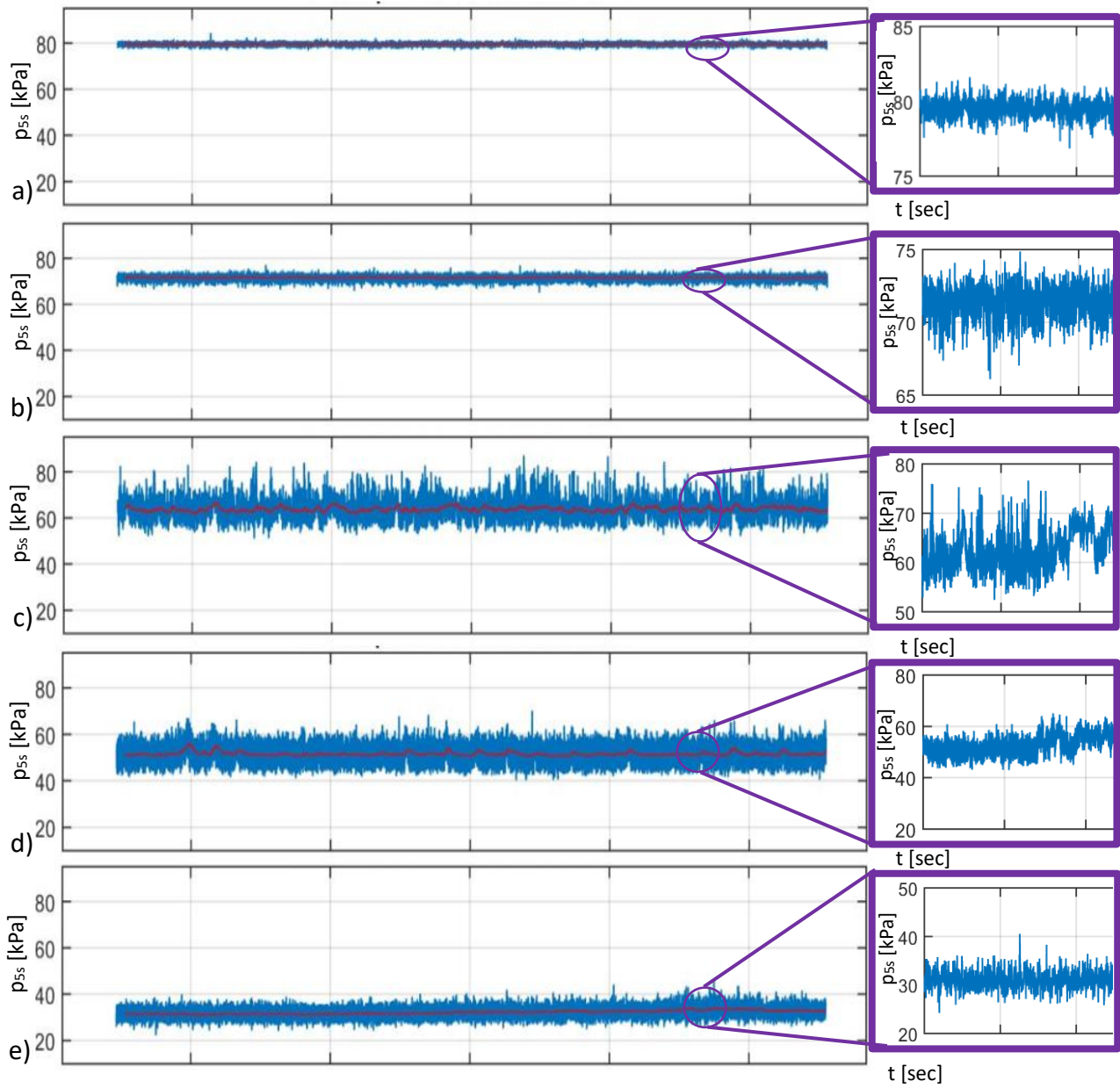
Obr. 94: Průběh okamžitých hodnot tlaku během konstantního zdvihu a během proměnného protitlaku



Obr. 95: Průběh okamžitých hodnot tlaku během konstantního zdvihu a během proměnného protitlaku pro bezrozměrový zdvih $h/D_0 = 0,19$

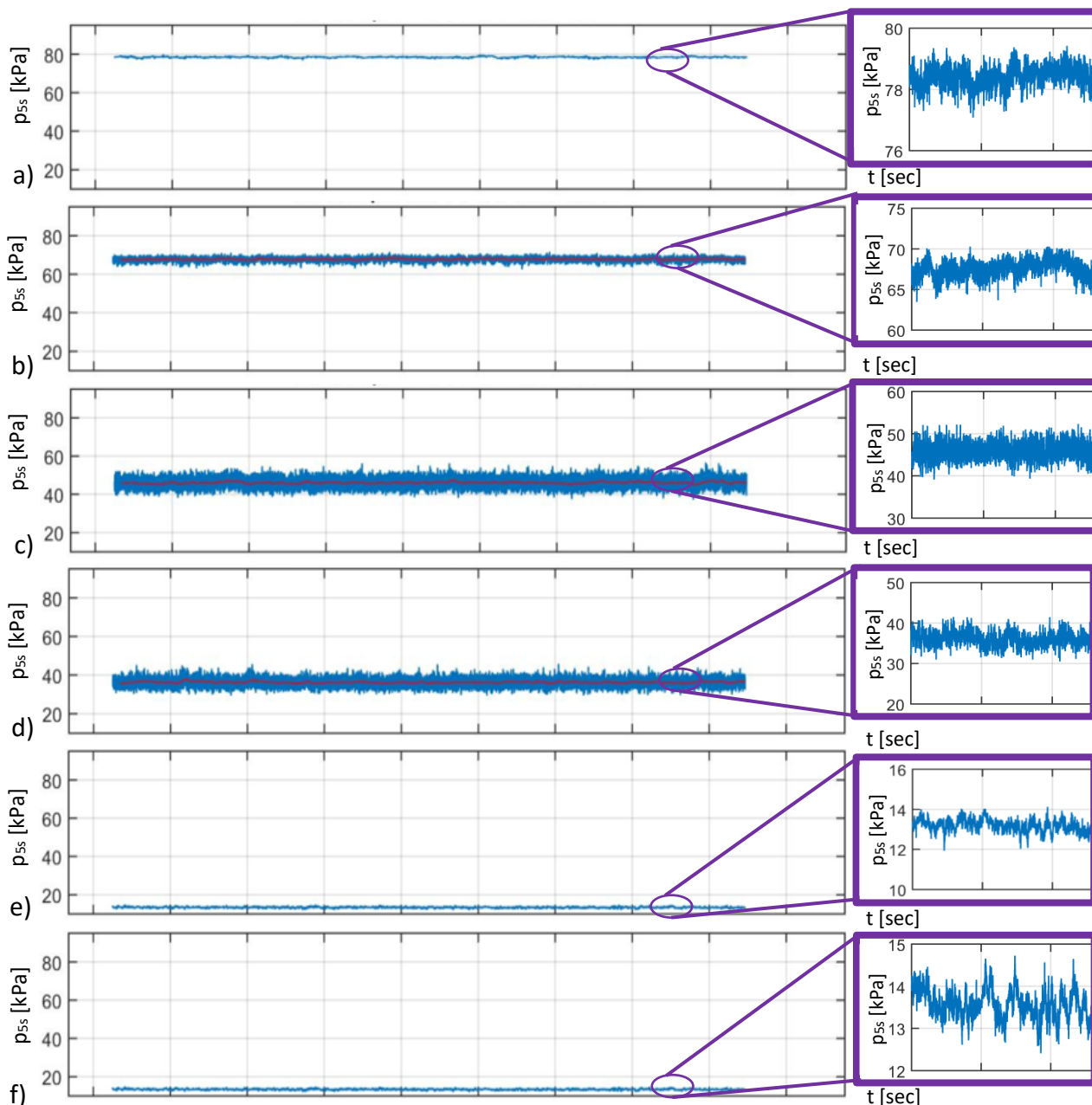
Na obr. 95 je zobrazeno plynulé snižování tlaku v hrdle a následně opětovné zvyšování tlaku. Cílem tohoto odlišného postupu při měření lze zjistit, zda dojde ke změně ve vývoji průběhu tlaku v hrdle. Na tomto obrázku oproti obr. 94 – d) není patrná přechodová oblast. Nicméně je zde jasně viditelné odtržení při poklesu tlakového poměru a opětovné přilnutí při zvyšování tlakového poměru (viz. zelené ovály). Místo uprostřed grafu s konstantní hodnotou tlaku naznačuje aerodynamické ucpání v difuzoru.

Následující pokračování analýzy změřených dat se zabývá bližším rozбором obr. 94 - d). V níže popsané části je proveden rozbor dat, získaných při měření v jednotlivých ustálených časových úsecích signálu, kdy dochází k zaznamenávání středních hodnot tlaku. Pro názornost vývoje tlakových pulzací je zafixován rozsah osy y . Pro každý tlakový poměr je zobrazeno okno s přiblížením signálu tak, aby byl vidět detailněji jeho vývoj v čase viz. obr. 96 - a) až e). Je patrné, že na obr. 96 - a), b) roste intenzita tlakových pulzací s postupným poklesem tlaku v difuzoru. V obr. 96 - c) dochází ke změně v průběhu tlaku, kdy je patrný výraznější výskyt tlakových pulzací. Na základě časového záznamu je zjištěno, že tomuto záznamu odpovídá odtržené proudění od stěny. Podobný průběh je zřetelný i na obr. 96 - d). Na následujícím časovém záznamu obr. 96 - e) je patrný postupný útlum. Z výsledků je zřejmé, že se dá očekávat v průtokové charakteristice přechodová oblast se zvýšenými tlakovými pulzacemi a následným útlumem.



Obr. 96: Průběh okamžité hodnoty tlaku v čase pro $h/D_0 = 0,19$

Poněkud odlišný obraz se objevuje při vyšších zdvích. Jako příklad je uveden obr. 94 - f). Tento obrázek není na první pohled poznamenán skokovým navýšením tlaku ve smyslu trvalého odtržení. Nachází se zde, však jakási přechodová oblast viz. zelený ovál téhož obrázku. Jednotlivé časové úseky s jednotlivými tlakovými poměry jsou zobrazeny na obr. 97. Zde je patrný postupný nárůst intenzity tlakových pulzací v obrázcích a), b), c). Od obrázku c) až do obrázku d) fluktuace klesají. Mezi obrázky e) a f), kdy je i nadále snižován tlak p_{2s}/p_{0c} , již nedochází k významnější změně tlakových fluktuací. Střední hodnota tlaku se v čase nemění. Vše napovídá tomu, že dochází k aerodynamickému ucpání (choked flow) v hrdle difuzoru.



a) $p_{2s}/p_{0c} = 0,95$; b) $p_{2s}/p_{0c} = 0,92$; c) $p_{2s}/p_{0c} = 0,87$; d) $p_{2s}/p_{0c} = 0,83$;
 e) $p_{2s}/p_{0c} = 0,74$; f) $p_{2s}/p_{0c} = 0,54$

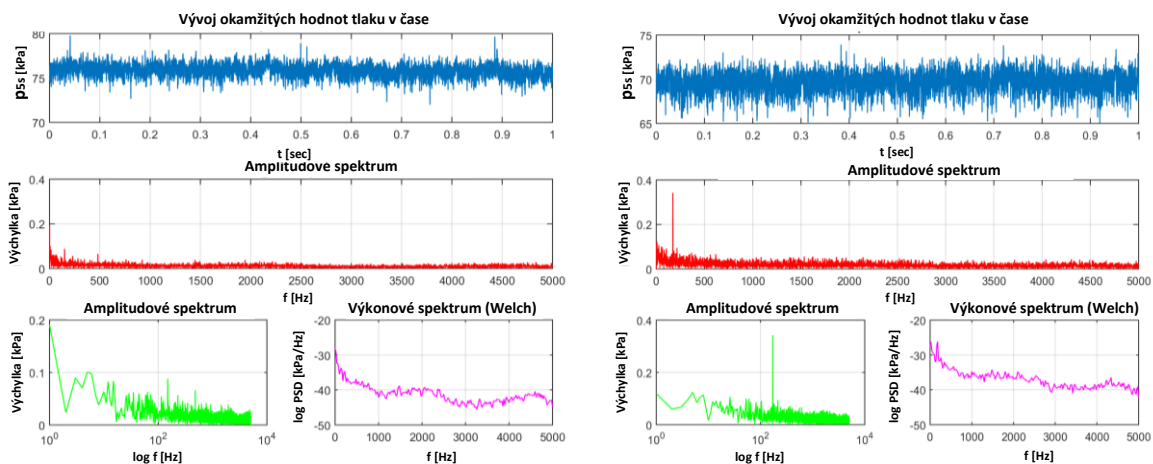
Obr. 97: Průběh okamžité hodnoty tlaku v čase pro $h/D_0 = 0,3$

8.7.2 Monitorování průběhů okamžitých hodnot tlaku v časové doméně a ve frekvenčním spektru

V této části bude analyzován celkový obraz časového vývoje tlaku s poměrným zdvihem $h/D_0 = 0,16$ dle obr. 94 - c). Tento průběh lze rozdělit na jednotlivé úseky, kdy se měřilo za ustáleného stavu. Níže jsou tyto ustálené úseky reprezentované obr. 98 až obr. 101. Jednotlivé obrázky jsou odlišeny tlakovým poměrem p_{2s}/p_{0c} . Tlak p_{2s} je statický tlak na výstupu z difuzoru a p_{0c} je celkový tlak na vstupu do ventilu. Každý z těchto obrázků se skládá ze čtyř průběhů. Horní graf s modrým průběhem popisuje časový vývoj hodnoty tlaku, získaného z rychlé tlakové sondy, která je umístěna v hrdle difuzoru. V druhém grafu, který je reprezentovaný červeným průběhem, je vynesena závislost výchylky na frekvenci. Pro lepší porovnatelnost výsledků má tento graf ve všech případech stejné měřítko osy y . Podobný význam má třetí průběh zobrazený zelenou křivkou. Rozdílem je jen vynesení na osu x , která je v logaritmickém měřítku pro lepší zobrazení výchylek korespondujících s nízkými frekvencemi. Na následujícím grafu (růžový průběh) je vynesena odhad výkonové spektrální hustoty (PSD). Pro zobrazení je zvolena Welschova metoda. Tato metoda se zakládá na principu průměrování periodogramu a je vypočtena na základě vzorce pro modifikovaný periodogram blíže kapitola 8.6.8.

Přilnuté proudění je charakteristické jen velmi nízkými fluktuacemi v časové oblasti a nízkými výchylkami patrnými v průběhu celého frekvenčního spektra zobrazeného na obr. 98 - a). Při snížení tlakového poměru viz. obr. 98 - b) dochází k lehkému nárůstu výchylek. Oba zmíněné obrázky vykazují nepatrně vyšší výchylky v oblasti nižších frekvencí cca do 300Hz v porovnání se zbytkem spektra.

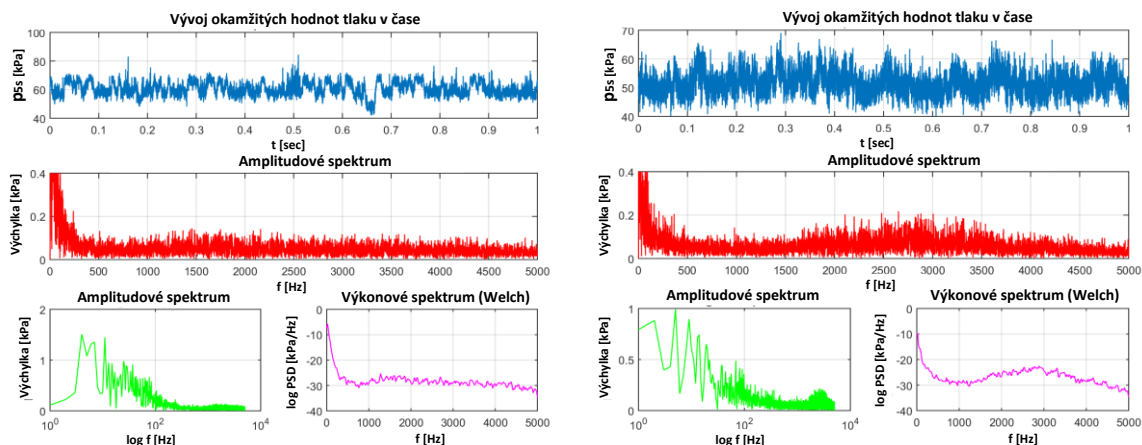
Zvýšení výchylek je viditelné v obr. 99 - a). Tyto výchylky jsou významně vyšší v porovnání s předešlým obrázkem. Zmíněný obrázek reprezentuje odtržené proudění s charakteristickým širokospektrálním navýšením výchylek ve frekvenčním spektru. Je zde patrné výrazné navýšení nízkých frekvencí v rozsahu 0 - 500Hz, porovná-li se obrázek zobrazující přilnuté a odtržené proudění – viz. zelené amplitudové spektrum obr. 98 - b) a obr. 99 - a). Další snížení tlaku pod kuželkou způsobí tlumení těchto nízkých frekvencí viz. obr. 100 a obr. 101. V případě odtrženého proudění obr. 99 - a) se zde objevují také vyšší výchylky korespondující s frekvencemi okolo 1500Hz. Při dalším snižování tlaku pod kuželkou dochází k přesunu ve frekvenční oblasti na hodnoty okolo 3000Hz viz. obr. 99 - b); obr. 100 - a); obr. 100 - b); obr. 101 - a); obr. 101 - b). Výskyt frekvencí 3000 - 3500Hz je potvrzen literaturou např. Tajč [1] a Zeng [2] a to s využitím různých měřících metod, jako například měřením zrychlení, měřením akustické emise atd. Výzkum provedený v ÚT AVČR v Novém Kníně rovněž odhaluje podobné frekvenční spektrum, kdy vyšší výchylky odpovídají nízkým frekvencím a frekvencím okolo 2000 - 3000Hz viz. obr. 102. Na rozdíl od experimentu na měřící trati v DSPW byl tento experiment proveden bez použití rotačních strojů, takže je vyloučeno ovlivnění měření otáčkovými frekvencemi. Experiment byl proveden na zcela odlišném modelu ventilu. Vzorkovací frekvence je v tomto případě zvolena 28000Hz [4].



a) $p_{2s}/p_{0c} = 0,94$

b) $p_{2s}/p_{0c} = 0,91$

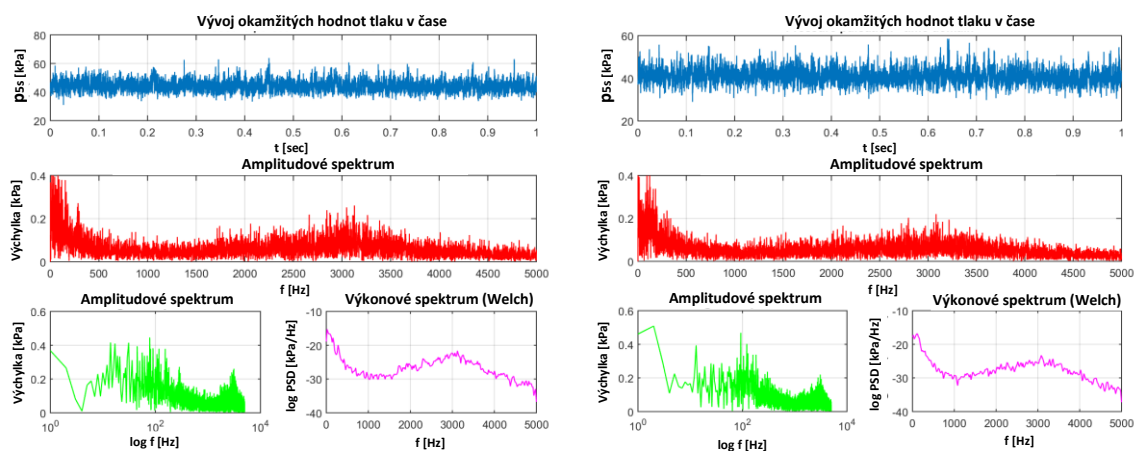
Obr. 98: Okamžité hodnoty tlaku, amplitudové spektrum a výkonová spektrální hustota – přilnutý proud pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16$



a) $p_{2s}/p_{0c} = 0,84$

b) $p_{2s}/p_{0c} = 0,8$

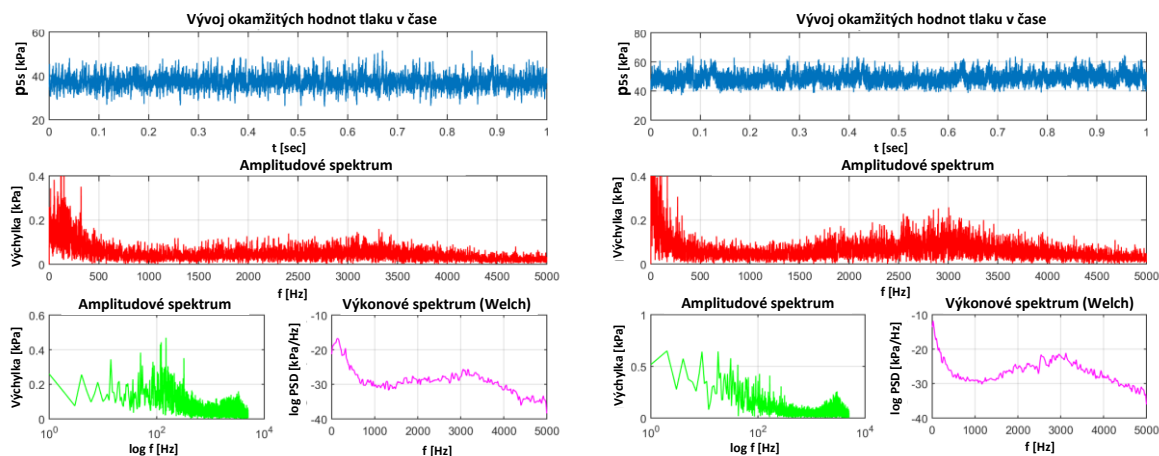
Obr. 99: Okamžité hodnoty tlaku, amplitudové spektrum a výkonová spektrální hustota – odtržený proud pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16$



a) $p_{2s}/p_{0c} = 0,73$

b) $p_{2s}/p_{0c} = 0,7$

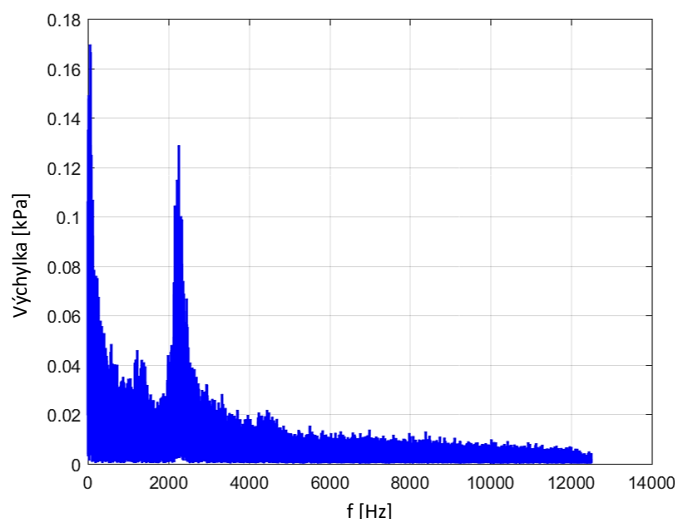
Obr. 100: Okamžité hodnoty tlaku, amplitudové spektrum a výkonová spektrální hustota – odtržený proud pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16$



a) $p_{2s}/p_{0c} = 0,67$

b) $p_{2s}/p_{0c} = 0,62$

Obr. 101: Okamžité hodnoty tlaku, amplitudové spektrum a výkonová spektrální hustota – odtržený proud pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16$



Obr. 102: Frekvenční spektrum – model ÚT AVČR Nový Knín [45]

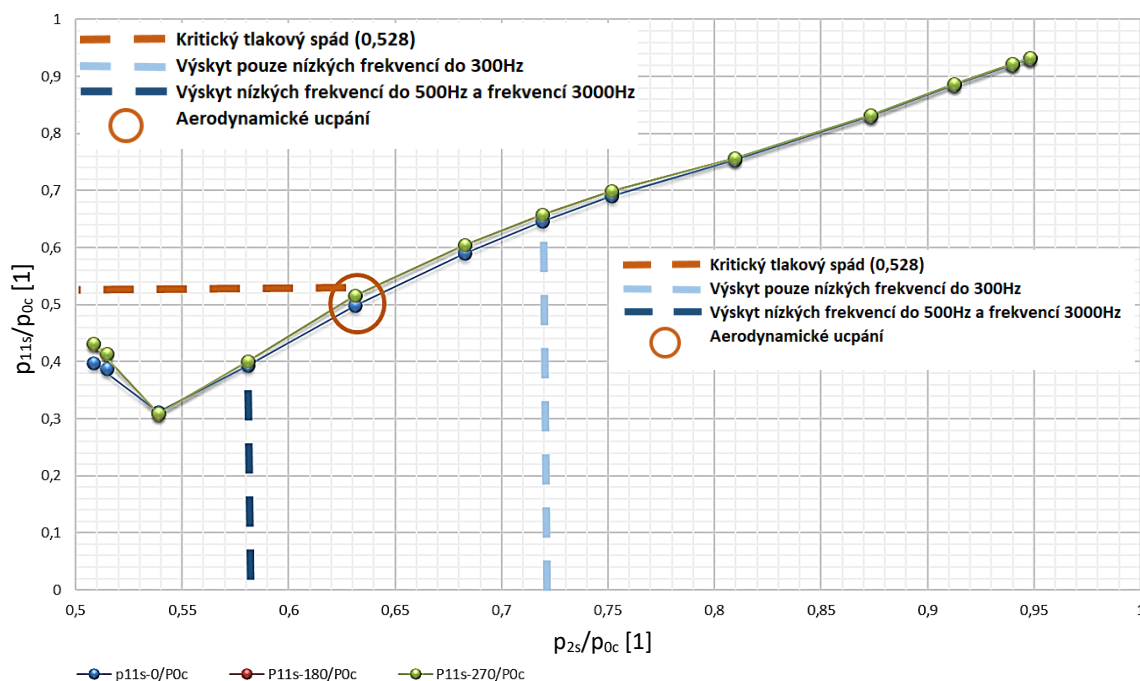
8.7.3 Monitorování průběhů středních hodnot tlaku v relaci se spektrogramem rychlé tlakové sondy

Kromě záznamu okamžitých hodnot tlaku jsou tlakovými odběry monitorovány střední hodnoty tlaku p_{11s} s orientací vůči vstupu 0° , 180° , 270° blíže viz. měřící schéma v příloze A. Na obr. 103 - a) je zobrazen vývoj středních hodnot tlaku v hrdle, v závislosti na tlakovém poměru přes celý ventil pro zdvih $h/D_0 = 0,09$. Je zde naznačena hodnota kritického tlakového poměru v hrdle ventilu (pro vzduch 0,528). Mimo to je zde zanesena hodnota aerodynamického ucpání na základě obr. 103 - b), při němž se dále průtok již nemění. Na obr. 103 - c) je zobrazena hodnota tlaku v hrdle ventilu.

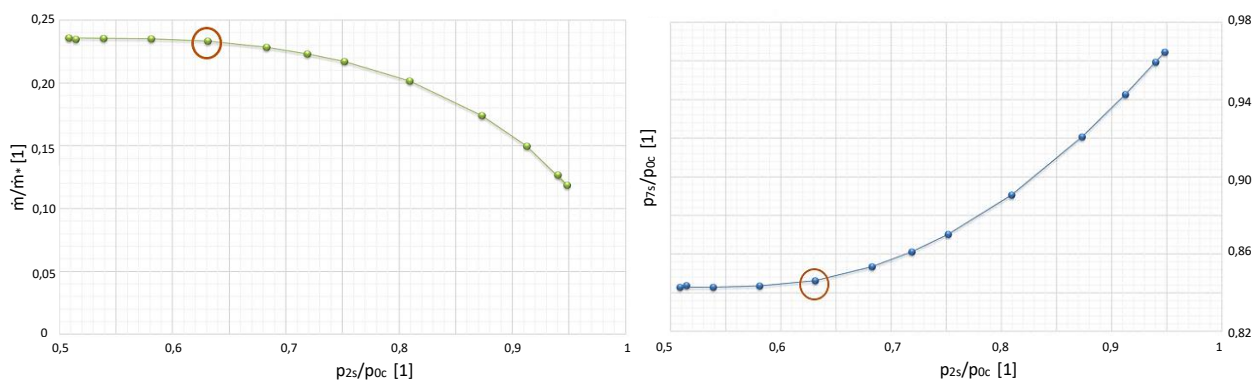
Na základě spektrogramu viz. obr. 104 je možné do obr. 103 - a) zobrazit výskyt různých hladin frekvencí obsažených v signálu. Při tomto zdvihy se s postupným snižováním tlaku kompresorem objevily nejprve nižší frekvence s hodnotami do 300Hz. Při snižování tlakového poměru až na hodnoty odpovídající kritickému tlakovému poměru v hrdle, došlo k výskytu

nižších složek frekvencí okolo 500Hz. Při této hodnotě dochází k rozdílu mezi středními hodnotami tlaků umístěných po obvodě hrdla. Tyto projevy nesouladu středních hodnot tlaku v hrdle jsou pozorovány ve všech zdvizech při přibližování kritickému tlakovému spádu. Je důvodné podezření, že tyto nízké frekvence jsou prvními projevy transsonického proudění. S dalším snižováním tlaku dochází k již zmiňovanému aerodynamickému ucpání. S postupným snižováním dochází k utržení proudu od stěny, což je patrné z obr. 94 - b) viz. zelený ovál. V ten samý okamžik se ve spektrogramu náhle objeví oblasti s frekvencemi okolo 3000Hz společně s frekvencemi do 500Hz. Okamžik odtržení proudu, kdy se objevují frekvence okolo 3000Hz je zanesen jak na obr. 103 - a), tak i na obr. 104.

Podobný vývoj středních hodnot tlaku, frekvencí ve spektrogramu a průtoku jaký nastává při zdvihu $h/D_0 = 0,09$ je patrný i při $h/D_0 = 0,12$, ovšem při odlišných tlakových poměrech.



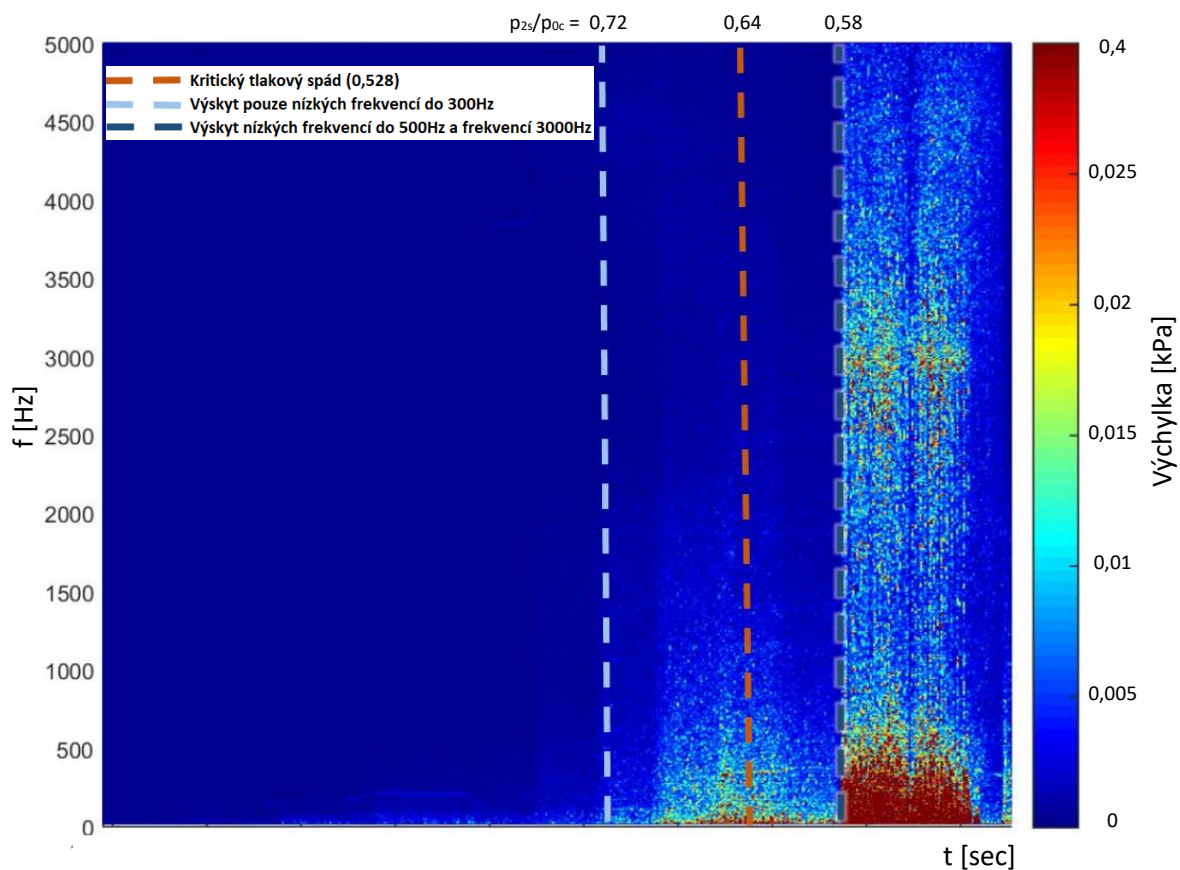
a) průběh střední hodnoty tlaku v hrdle v závislosti na tlakovém poměru přes ventil



b) závislost průtočného množství na tlakovém poměru přes ventil

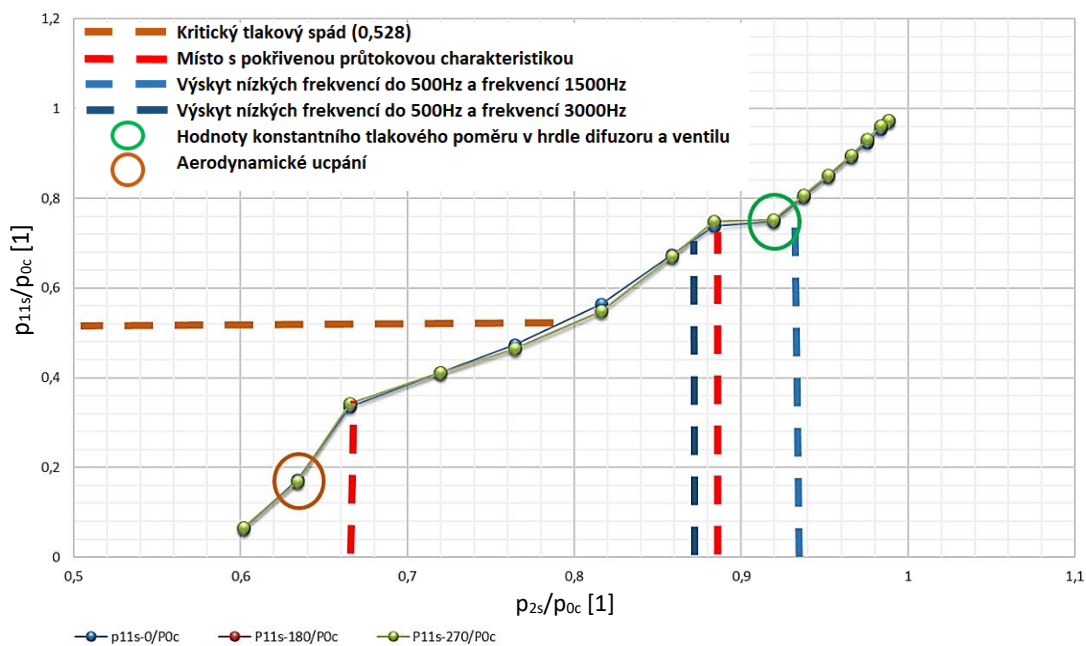
c) průběh střední hodnoty tlaku na stěně hrdla ventilu v závislosti na tlakovém poměru přes ventil

Obr. 103: Průběh středních hodnot tlaku a průtoku pro $h/D_0 = 0,09$

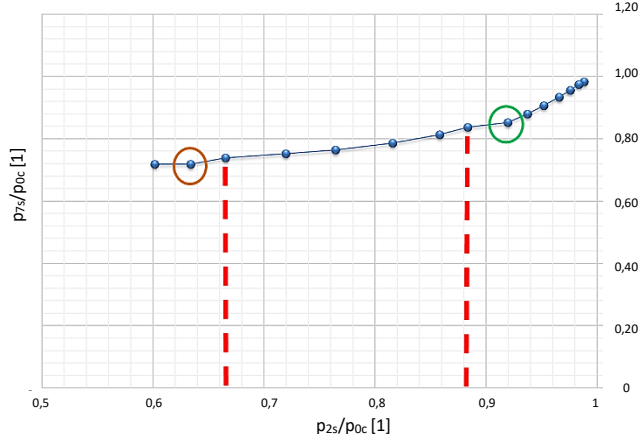
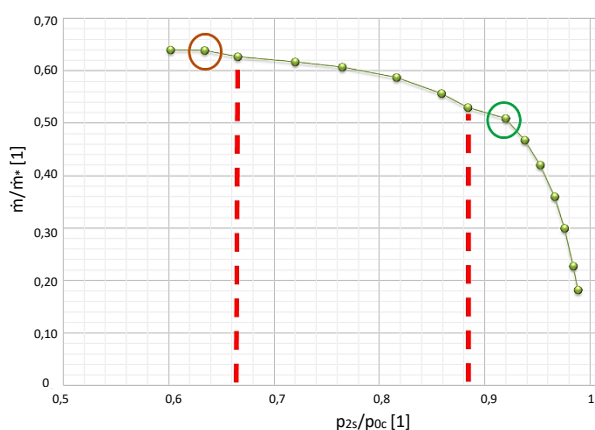


Obr. 104: Spektrogram poměrného zdvihu $h/D_0 = 0,09$

Na obr. 105 - a) jsou zobrazeny průběhy středních hodnot tlaku v hrdle pro $h/D_0 = 0,22$. Při poklesu tlaku dojde k prvnímu odtržení proudu viz. zelený ovál na obr. 94 - e). Projevem tohoto odtržení je výraznější výskyt nižších frekvencí do 500Hz společně s frekvencemi 1500Hz. Tyto frekvence jsou rovněž zaneseny do obr. 105 - a). Dalším mírným snížením tlaku je dosaženo hodnoty $p_{2s}/p_{0c} = 0,875$, kdy dochází k přesunu ve frekvenčním spektru. Na místo frekvencí 1500Hz se objeví frekvence na hladině 3000Hz. Hladiny zmíněných frekvencí jsou zaneseny do spektrogramu viz. obr. 106. V rozsahu poměrného tlaku $p_{2s}/p_{0c} = 0,92$ až do $p_{2s}/p_{0c} = 0,885$ je dosaženo konstantní hodnoty tlaku v hrdle difuzoru a rovněž i konstantní hodnoty tlaku na stěně hrdla ventilu. Vše je zaneseno do obr. 105 - a) a obr. 105 - c). Na průtokové charakteristice viz. obr. 105 - b) je zřetelná změna trendu mezi těmito dvěma body. Obr. 105 - d) zobrazuje bezrozměrový hmotnostní průtok v závislosti na poměrném tlaku v hrdle. Při poměrném tlaku v hrdle $p_{11s}/p_{0c} = 0,75$ dochází ke skokovému nárůstu průtoku. Podobný průběh včetně hladin frekvencí je pozorován od hodnot bezrozměrového zdvihu $h/D_0 = 0,22$ až do $h/D_0 = 0,16$, při čemž s nižšími zdvihy dochází k postupnému tlumení poruch projevujících se na průtokové charakteristice. Pokřivení průtokové charakteristiky je možné dále pozorovat rovněž při poměrném tlaku $p_{11s}/p_{0c} = 0,34$ viz. obr. 105 - b). Tyto jevy spojené s deformací průtokové charakteristiky jsou zřejmě způsobeny změnou kritické plochy. Kritická plocha stanovená hrdlem ventilu je postupně přebírána plochou hrdla difuzoru. Tyto poruchy v průtoku se nevyskytují ve zdvihích vyšších než 26mm. Při zdvihích 26mm a výše je průtoková charakteristika zcela plynulá bez výraznějších poruch. Jednoduchým výpočtem s použitím goniometrických funkcí lze spočítat, že při dosažení zdvihu 25,5mm je plocha ventilu vyrovnána s plochou hrdla. Nad hodnotu zdvihu 25,5mm je rozměr hrdla difuzoru nejmenším průměrem ve ventilu a tedy omezujícím prvkem průtoku.

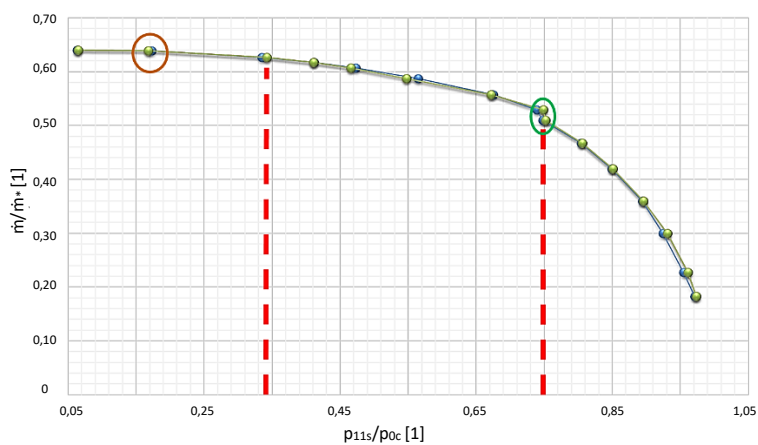


a) průběh střední hodnoty tlaku v hrdle v závislosti na tlakovém poměru přes ventil

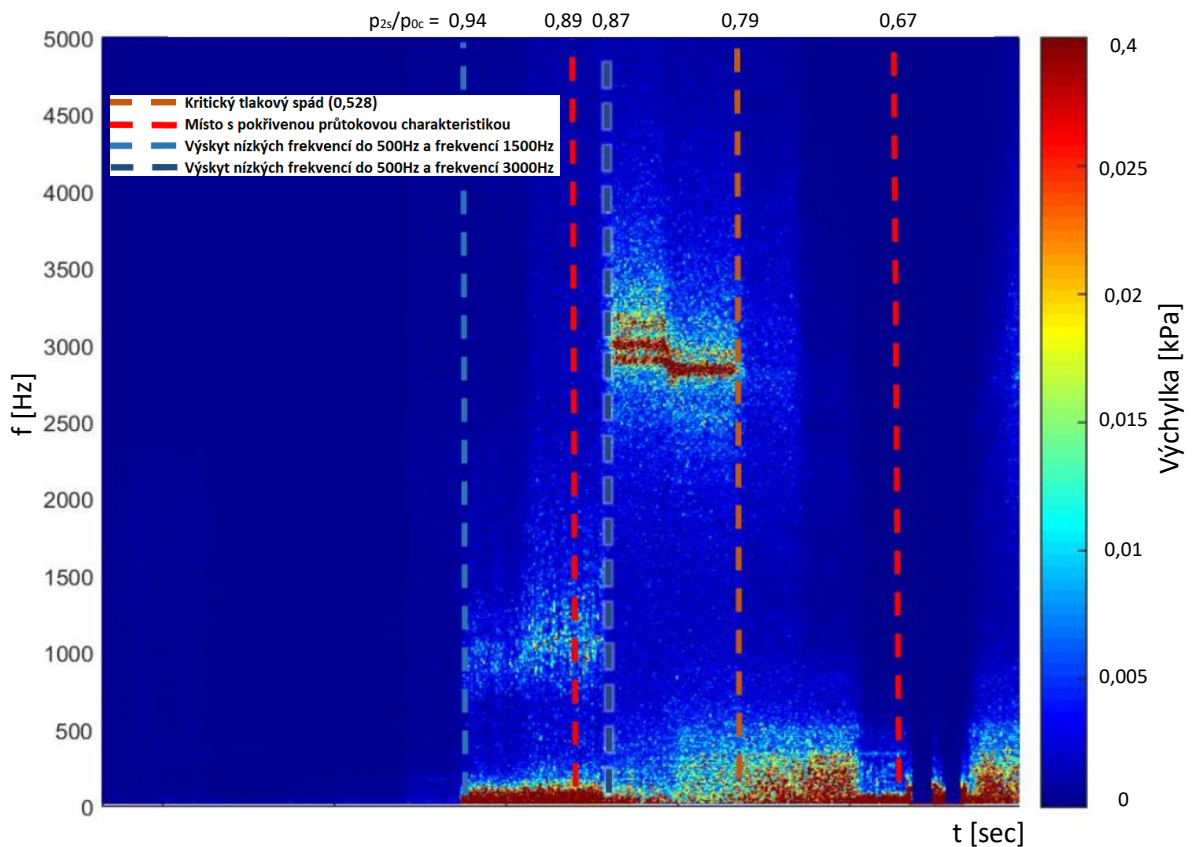


b) závislost průtočného množství na tlakovém poměru přes ventil

c) průběh střední hodnoty tlaku na stěně hrdla ventilu v závislosti na tlakovém poměru přes ventil

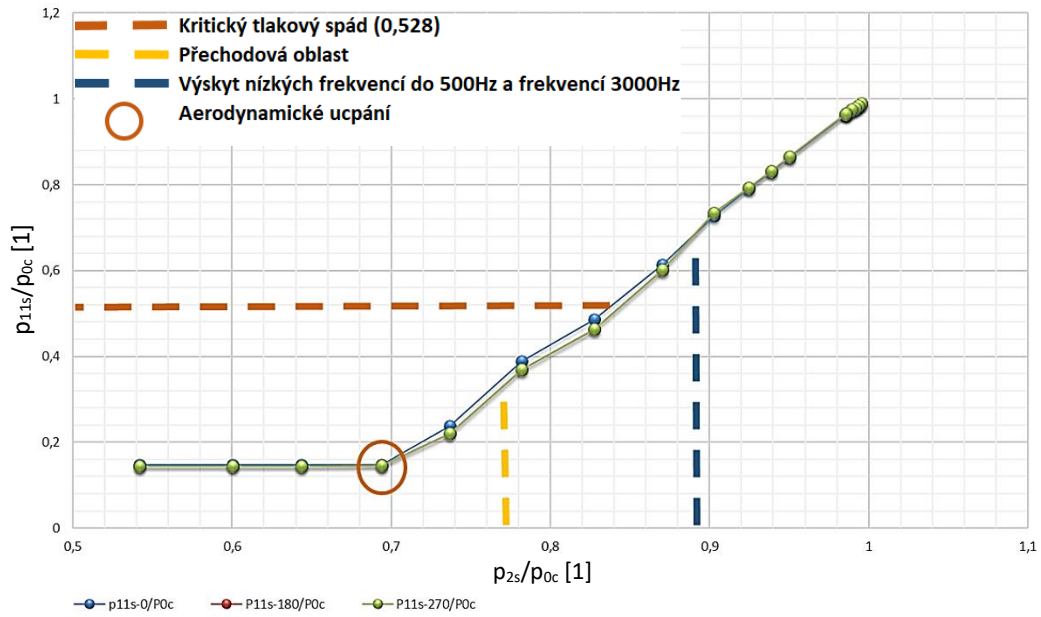


d) závislost průtočného množství na tlakovém poměru v hrdle
 Obr. 105: Průběh středních hodnot tlaku a průtoku pro $h/D_0 = 0,22$

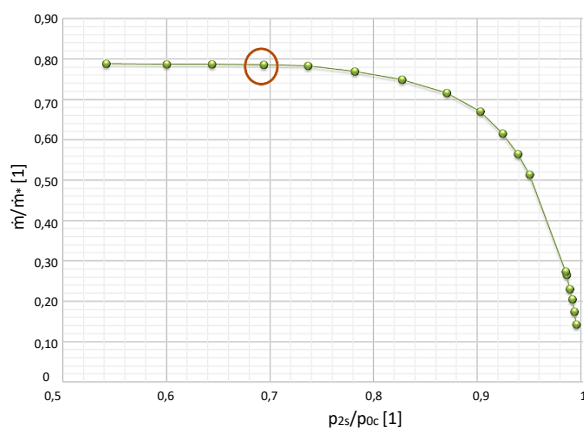


Obr. 106: Spektrogram poměrného zdvihu $h/D_0 = 0,22$

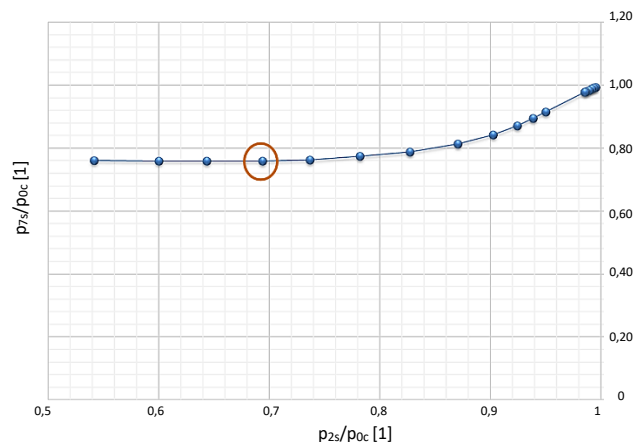
Na obr. 107 - a) je vykreslen průběh tlaku v hrdle v závislosti na poměrném tlaku přes celý ventil pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,3$. Dle obr. 94 – f) nedochází při tomto zdvihu k výraznému skokovému nárůstu tlaku. Při poklesu tlakového poměru na hodnotu $p_{2s}/p_{0c} = 0,89$ se ve spektru objevují nízké frekvence do 500Hz a rovněž frekvence kolem 3000Hz. Oproti dříve zmíněným zdvihům dosahují výchylky nižších hodnot viz. obr. 108. Při snížení tlaku až na hodnotu $p_{2s}/p_{0c} = 0,77$ dojde k odtržení a znovupřilnutí viz. zelený ovál v obr. 94 - f). Dalším snížením tlaku na hodnotu $p_{2s}/p_{0c} = 0,7$ dojde k aerodynamickému ucpání v hrdle difuzoru viz. obr. 107 - a), b), c). Podobné průběhy je možné pozorovat též při poměrném zdvihu $h/D_0 = 0,26$.



a) průběh střední hodnoty tlaku v hrdle v závislosti na tlakovém poměru přes ventil

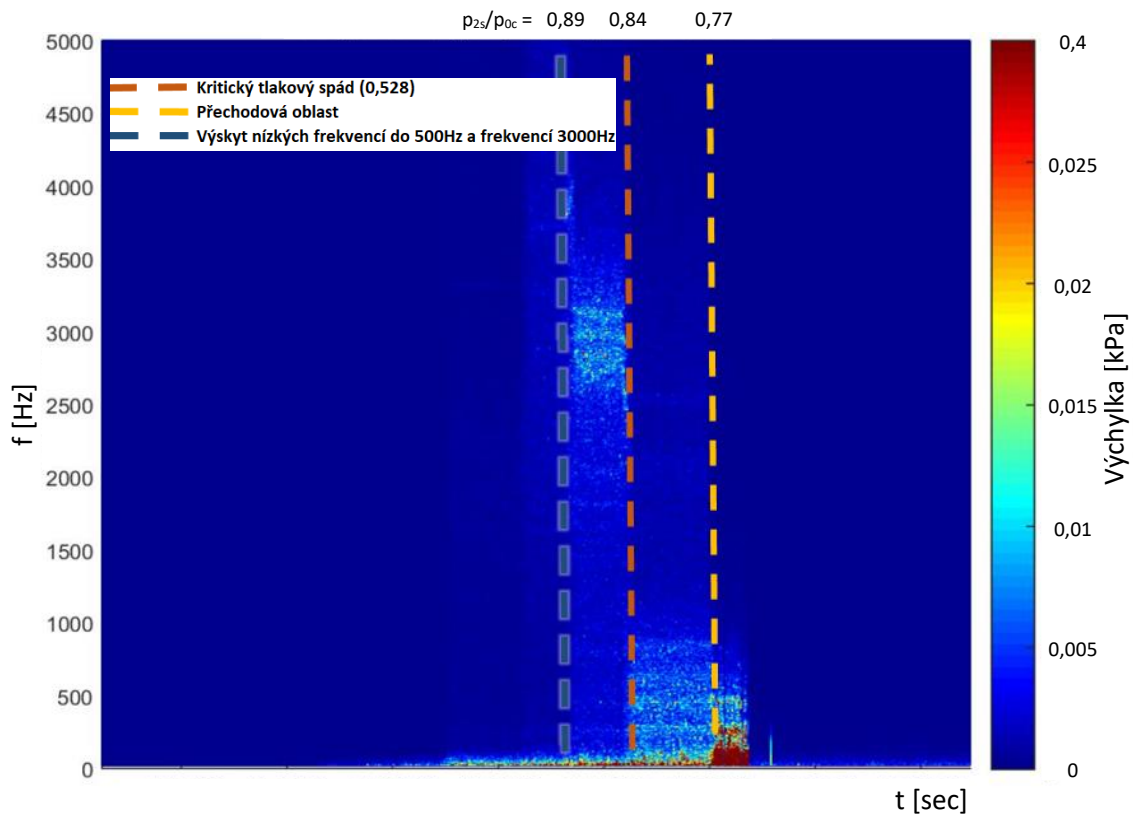


b) závislost průtočného množství na tlakovém poměru přes ventil

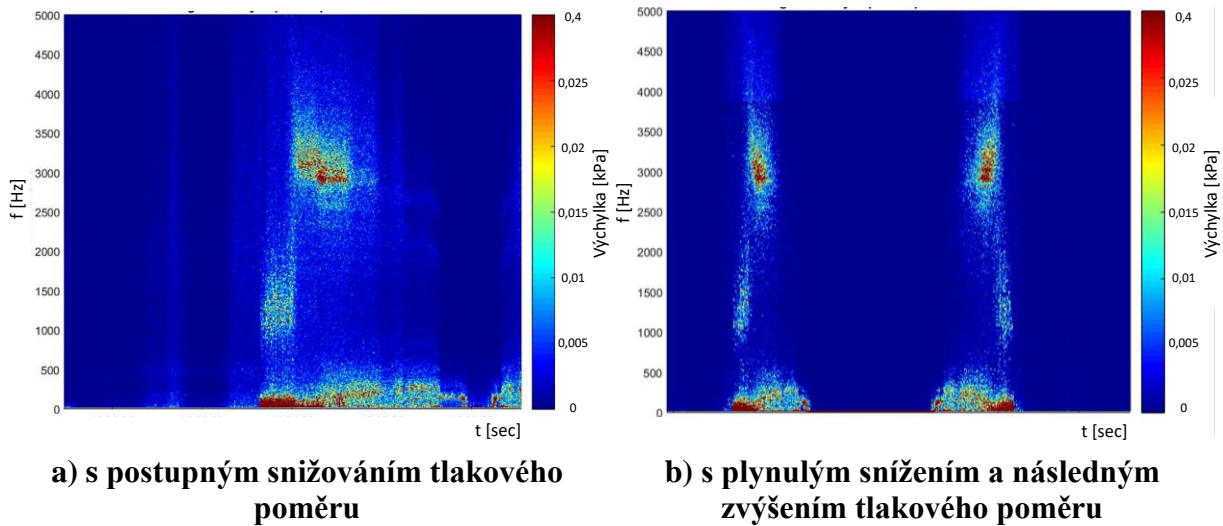


c) průběh střední hodnoty tlaku na stěně hrdla ventilu v závislosti na tlakovém poměru přes ventil

Obr. 107: Průběh středních hodnot tlaku a průtoku pro $h/D_0 = 0,3$



Obr. 108: Spektrogram poměrného zdvihu $h/D_0 = 0,3$



a) s postupným snižováním tlakového poměru

b) s plynulým snížením a následným zvýšením tlakového poměru

Obr. 109: Spektrogram pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,19$

Na obr. 109 jsou zobrazeny dva spektrogramy. Spektrogram obr. 109 - a) reprezentuje poměrný zdvih $h/D_0 = 0,19$, při kterém se tlak v difuzoru snižoval v intervalech. Tento obrázek je přenosem z časové do frekvenční oblasti průběhu okamžité hodnoty tlaku již představeného na obr. 94 – d). Obr. 109 - b), jenž znázorňuje týž poměrný zdvih, koresponduje s obrázkem časového průběhu obr. 95. Z těchto dvou obrázků je patrná podobnost jevů projevujících se ve frekvenční oblasti, které vznikají při témže zdvihu, ale naprosto odlišným způsobu provozu. Na obr. 109 je vidět jak širokopásmové buzení, výskyt nízkých frekvencí, frekvencí vyskytujících se v oblasti 1500Hz, tak i frekvencí příslušící oblasti 3000Hz. Mimo to je z obrázků patrná i geometrická podobnost oblastí spektrogramů.

Na prezentovaných spektrogramech není pozorován žádný přenos frekvencí z kompresoru. Je to dáno zřejmě tím, že do pouzdra pro rychlou tlakovou sondu je vložen o-kroužek pružně oddělující pouzdro od sondy, aby se zamezilo přenosu nežádoucích frekvencí na rychlou tlakovou sondu. Tento o-kroužek rovněž zamezí obtékání proudu podél sondy.

8.7.4 Monitorování průběhů relativních posuvů v časové doméně

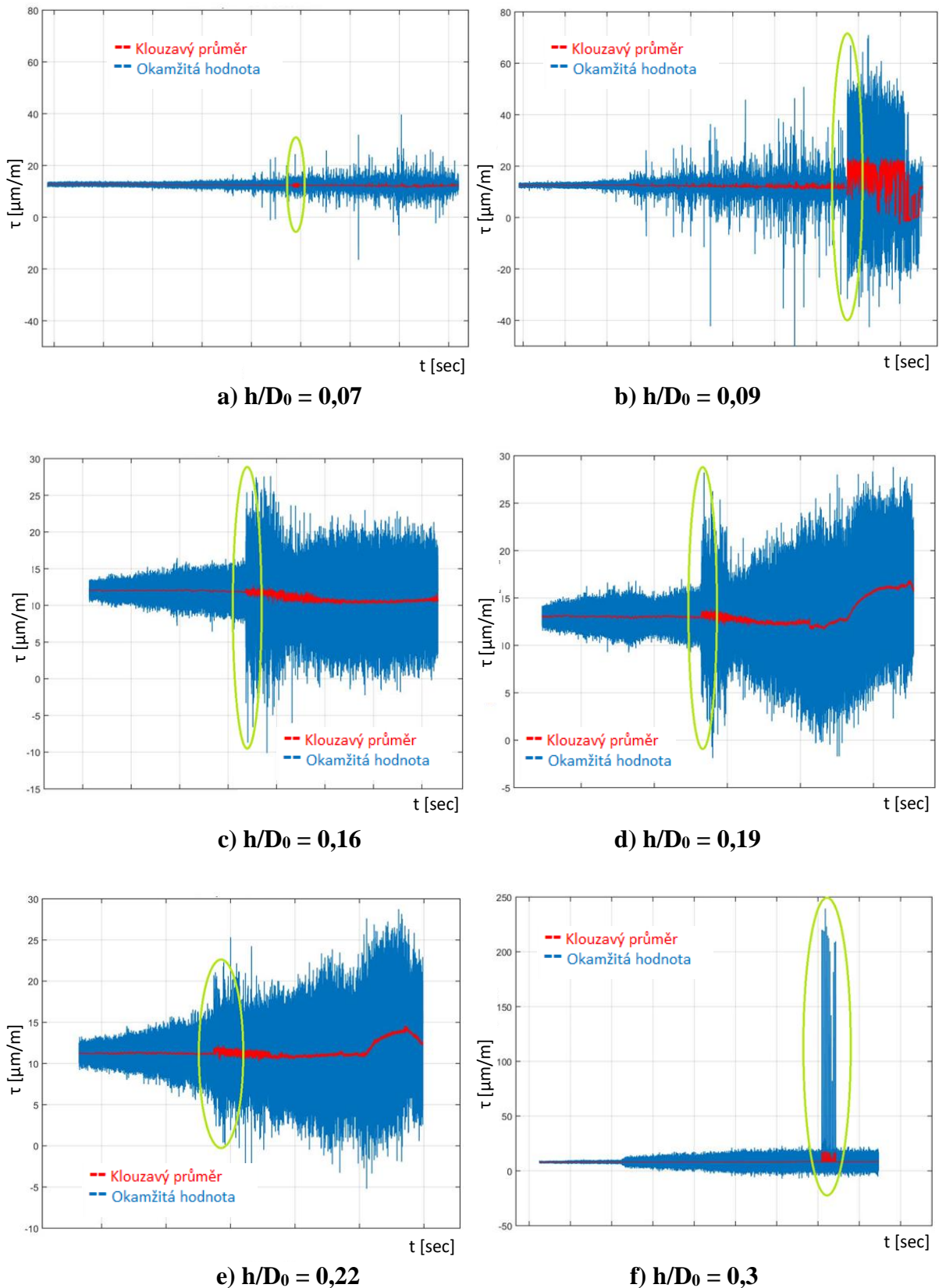
Při monitorování tlakových pulzací, které jsou generovány prouděním ve ventilu, je užitečné sledovat vliv těchto pulzací na kuželku, respektive vřeteno ventilu. Pro tyto účely jsou na vřeteno ventilu přilepeny foliové odporové tenzometry. Na obr. 110 jsou vidět časové záznamy relativních posuvů při jednotlivých zdvizech. Na svislé ose je zaneseno poměrné prodloužení a na vodorovné ose je zobrazen časový průběh.

Na obr. 110 - a) je patrný přechodový děj odtrženého a znovupřilnutého proudění, který je identický s dějem popsáným v kapitole 8.7.1. Je patrné, že tento přechodový děj výrazně neovlivňuje kuželku. Na následujících obrázcích je zřetelně výraznější vliv proudu na kuželku. Každý z prezentovaných obrázků je ve shodě s časovým průběhem měření popsáného v kapitole 8.7.1. S vyššími zdvihy rozptyl poměrného prodloužení při odtržení proudu klesá viz. obr. 110 - b) až e). K největšímu namáhání kuželky dochází při odtrženém proudění a při nižších zdvizech.

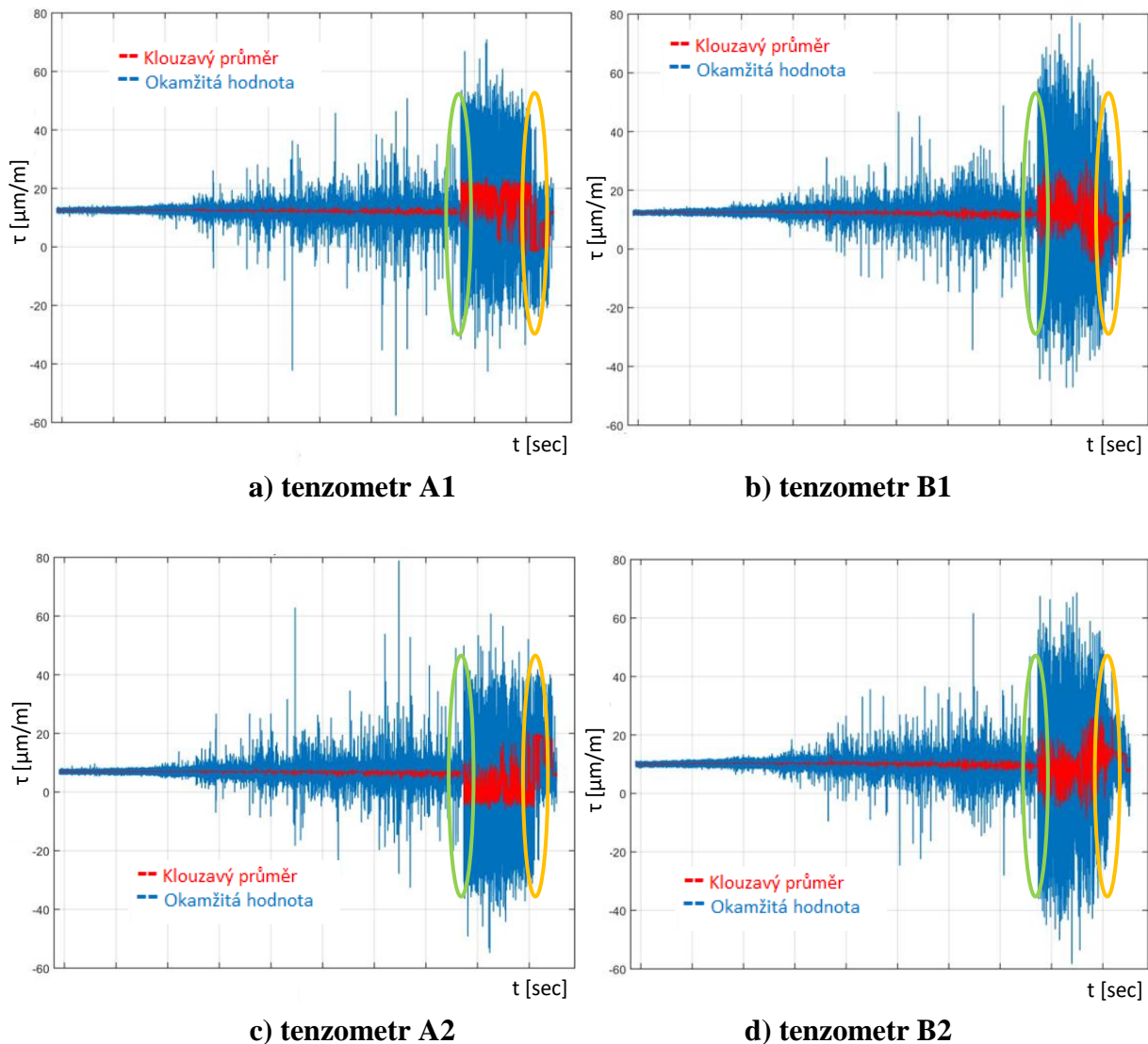
Zajímavější obraz se vyskytuje při zdvihu 30mm, kdy dochází k náhlému a výraznému skoku v poměrném prodloužení.

Další pozoruhodný poznatek z měření je zřetelný při porovnání časových průběhů každého z tenzometrů. Na průbězích je patrné střídavé zatížení ve stejný časový okamžik. Ve stejný časový okamžik je jeden tenzometr zatížen na tah a druhý na tlak. Jako příklad je uveden časový průběh relativních posuvů pro zdvih $h/D_0 = 0,09$ viz. obr. 111. Odtržení proudu od stěny se projevuje opět skokovou změnou viz. zelený ovál. Za jistých okolností dochází ve stejnou dobu ke změně zatížení všech tenzometrů (v obrázku naznačeno oranžovým oválem). Vřeteno je tedy zřejmě proměnlivě vystavováno ohybovému namáhání. Umístění tenzometrů na siloměrném členu je patrné z obr. 82 - a).

Průběhy relativních posuvů neodpovídají představě proměnlivého zatížení kuželky. Je zde důvodné podezření, že měření je výrazněji ovlivněno pasivními odpory.



Obr. 110: Závislost poměrného prodloužení na čase pro jednotlivé zdvihy tenzometru A1



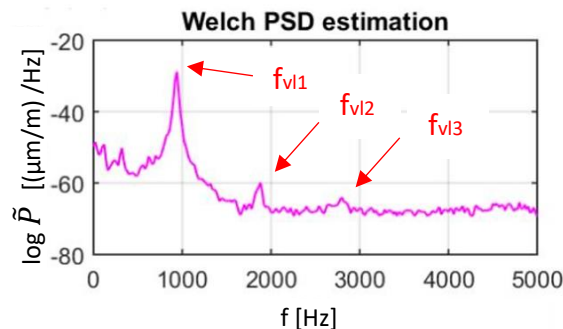
Obr. 111: Závislost poměrného prodloužení na čase pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,09$

8.7.5 Monitorování průběhů relativních posuvů ve frekvenčním spektru

V případě, že buzení aerodynamickými silami o frekvenci f je blízké některé z vlastních frekvencí f_{vi} , tak dochází ke zvětšování výchylky a při shodě frekvencí dochází až k rezonanci. Jedná se o stav, kdy dochází k nejintenzivnějšímu přenosu mechanické energie na oscilátor. Výsledná velikost amplitudy je odvislá od velikosti tlumení systému. Při rezonanci lze vybudit malou silou velké výchylky a proto je tento jev v praxi velmi nebezpečný. Jak již bylo zmíněno výše, tak odtržené proudění je charakteristické širokopásmovým buzením a je zde tedy nebezpečí, že toto buzení zasáhne i nějakou z vlastních frekvencí systému.

Na obr. 112 je zobrazeno jedno z mnoha výkonových spekter, pořízené pro jeden ustálený stav. Každé ze spekter je charakteristické vybuzením vlastní frekvence na hodnotě 910Hz. Pomocí rovnic (8.24) a (8.25) lze nalézt i periodu vlastních frekvencí. Vyšší harmonické vlastní frekvence f_{vl2} , f_{vl3} , ... lze očekávat na hodnotách 1820, 2730, ... Pro případ zobrazený na obr. 112 lze tyto frekvence dohledat i ve výkonovém spektru. Právě významnější špičky odpovídají vlastním frekvencím modelu. Nutno říci, že k výraznějšímu vybuzení vlastních frekvencí kromě frekvence f_{vl1} nedocházelo vždy během experimentu.

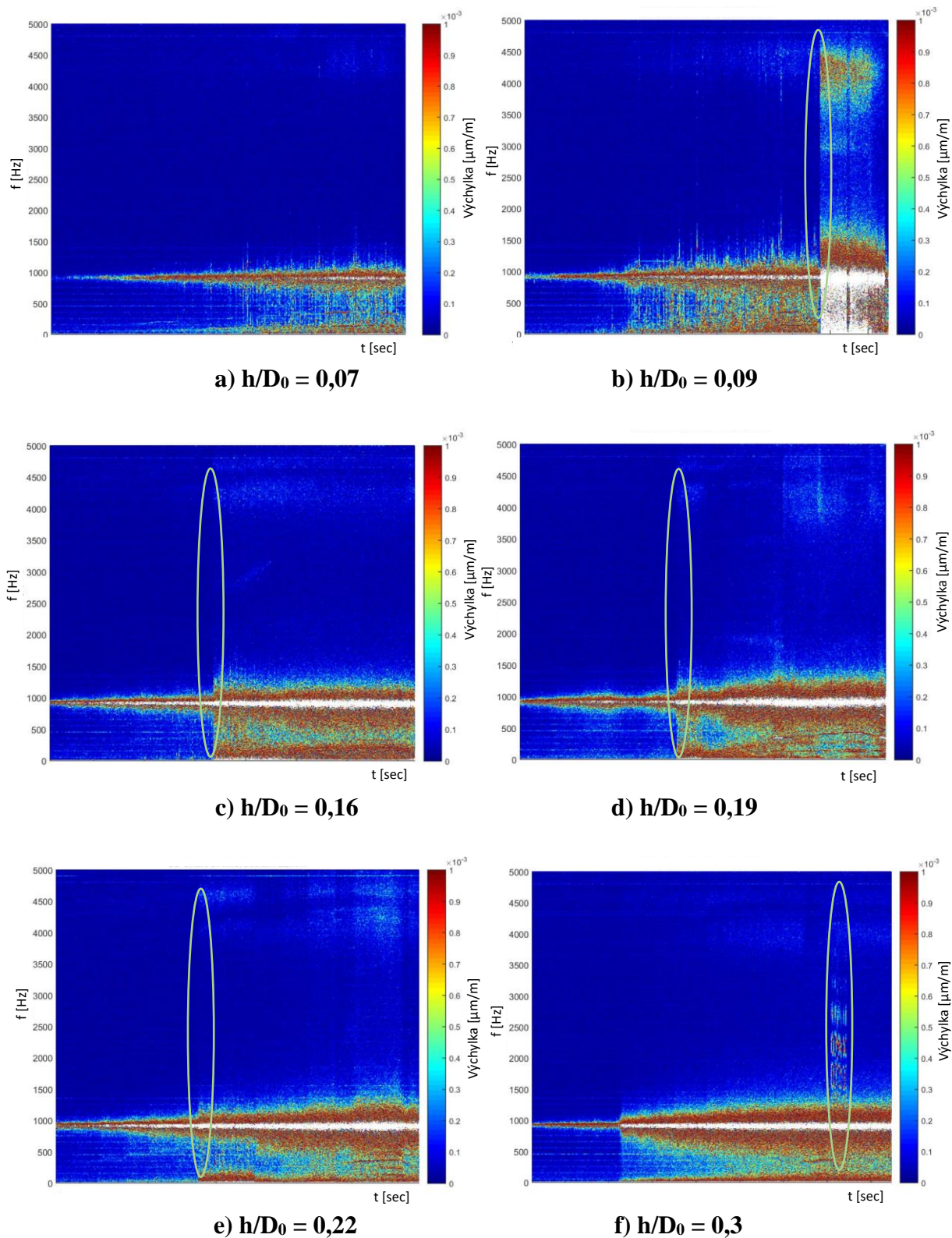
Spektrogramy získané z dat tenzometrů jsou představeny na obr. 113. Ačkoli ze spektrogramů již nejsou výrazně patrné stejné frekvence, které se objevují na spektrogramech získaných z rychlé tlakové sondy, tak odtržení proudu, jenž má za následek výskyt širokopásmového signálu, lze i nadále pozorovat ve spektrogramech tenzometrů viz. obr. 113 - b), c), d), e), f) zelený ovál. Výskyt tohoto širokopásmového signálu se shoduje na časové ose s výskytem širokopásmového signálu ze spektrogramu, získaného rychlou tlakovou sondou. V každém provozu je širokopásmovým buzením vybuzena vlastní frekvence na hodnotě 910Hz. Jedná se právě o tu hodnotu vlastní frekvence, která je zjištěna pomocí rázového kladívka viz. úvod kapitoly 8.7.



Obr. 112: Zobrazení vlastních frekvencí v odhadu výkonového spektra dle Welchovy metody

$$f_{vl1} = \frac{1}{T_{vl1}} = 910 \text{ Hz} \quad (8.24)$$

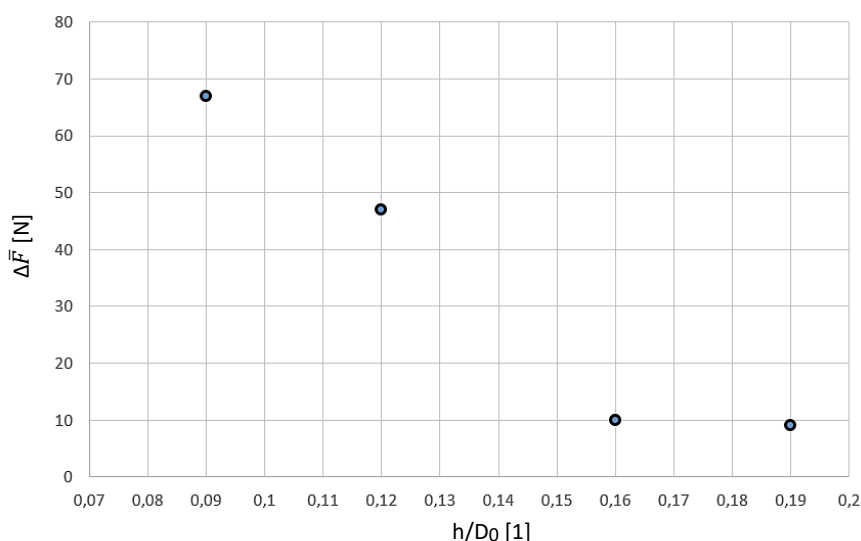
$$T_{vl1} = \frac{1}{f_{vl1}} = 1,0989 \cdot 10^{-3} \text{ sec} \quad (8.25)$$



Obr. 113: Spektrogramy poměrných prodloužení zobrazené pro různé poměrné zdvihy

8.7.6 Monitorování průběhů sil v časové doméně

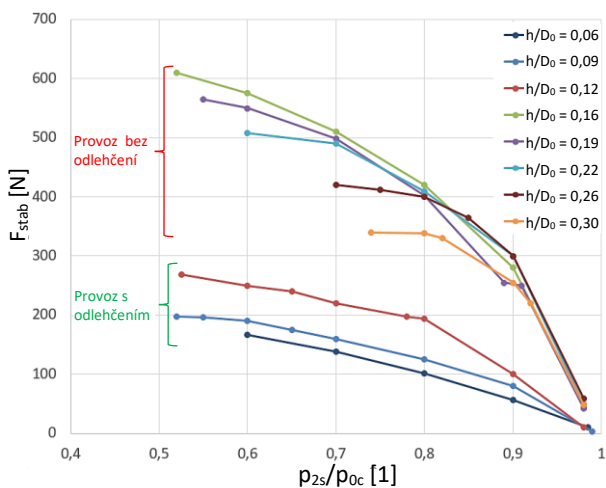
V této části je zaměřena pozornost na ovlivnění kuželky silovým působení proudu vstupujícího do ventilu. Na obr. 114 je vynesena závislost změny střední hodnoty síly na relativním zdvihu. Změna střední hodnoty síly $\Delta\bar{F}$ vyjadřuje rozdíl střední hodnoty síly po utržení proudu a před utržením proudu od stěny difuzoru. Maximální hodnota změny střední síly $\Delta\bar{F} = 68\text{N}$ pro $h/D_0 = 0,09$. Následující poměrné zdvihy $h/D_0 = 0,16; 0,19; 0,22$, při kterých také došlo k odtržení proudu od stěny, již nevykazují výrazné ovlivnění kuželky. Při vyšších zdvizech tedy klesá silové ovlivnění kuželky, způsobené odtržením proudu v sedle. Měření je však výrazněji ovlivněno třením ve vnitřních částech ventilu a proto absolutní hodnoty sil nelze považovat za důvěryhodné.



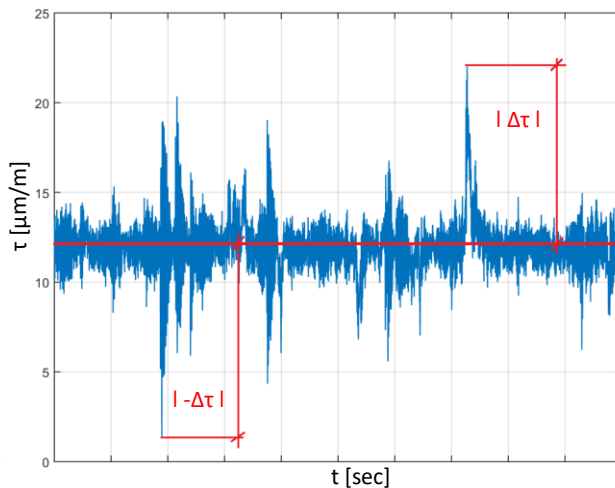
Obr. 114: Závislost změny střední hodnoty síly na relativním zdvihu

Z předešlých měření na ventilu [31] byly získány střední hodnoty stabilizačních sil pro jednotlivé zdvihy. Střední hodnoty stabilizačních sil jsou zaneseny do obr. 115. Ze znalosti tlakového poměru, jenž nastal při utržení proudu od stěny viz. obr. 122 je možné z obr. 115 vyčíst příslušnou stabilizační sílu.

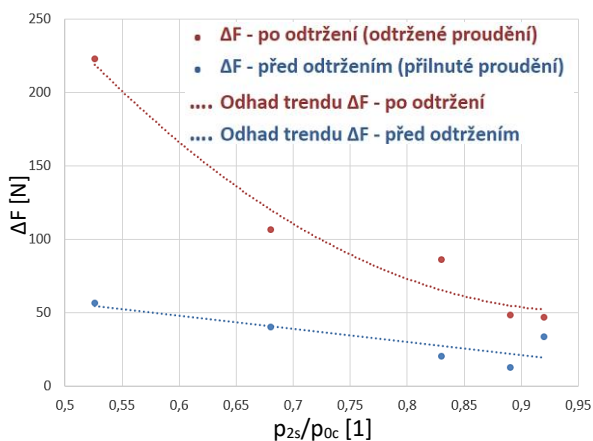
I přesto, že měření sil bylo ovlivněno pasivními odpory, tak z měření v časové doméně jsou patrné silové fluktuace před a po odtržení. Z ustálených stavů reprezentovaných např. obrázkem obr. 116, kdy docházelo ke sběru středních hodnot, se odečetla maximální hodnota fluktuací před a po odtržení proudění od stěny (vždy se jedná o výběr maxima z absolutní hodnoty). Užitím regresní funkce, která dává do vztahu sílu a poměrné prodloužení jsou tyto poměrné prodloužení přepočteny na změnu síly a vyneseny do grafu obr. 117 - a). Ukazuje se, že je téměř lineární závislost výchylky fluktuační složky stabilizační síly na tlakovém poměru. Dále je vynesena poměr těchto maximálních fluktuačních sil a středních hodnot příslušné stabilizační síly obr. 117 - b). Z obrázku je patrná výrazná změna fluktuační složky stabilizační síly (před a po odtržení) při nižším tlakovém poměru. Nižší tlakový poměr odpovídá rovněž i nižšímu poměrnému zdvihu. Data by se však měla potvrdit opakovaným měřením.



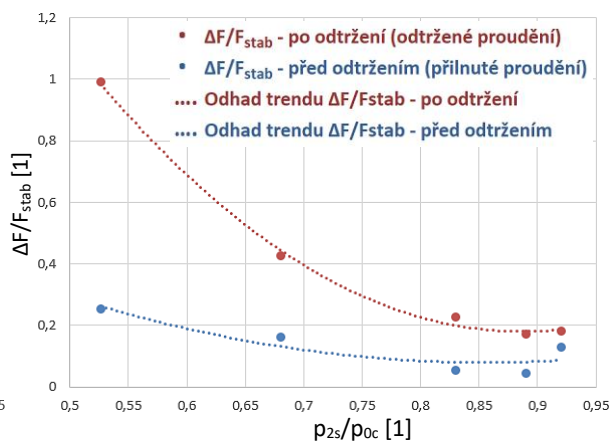
Obr. 115: Střední hodnota stabilizační síly v závislosti na tlakovém poměru



Obr. 116: Měření aktuální hodnoty poměrného prodloužení při ustáleném stavu tenzometru A1



a) změna síly před a po odtržení proudění od stěny

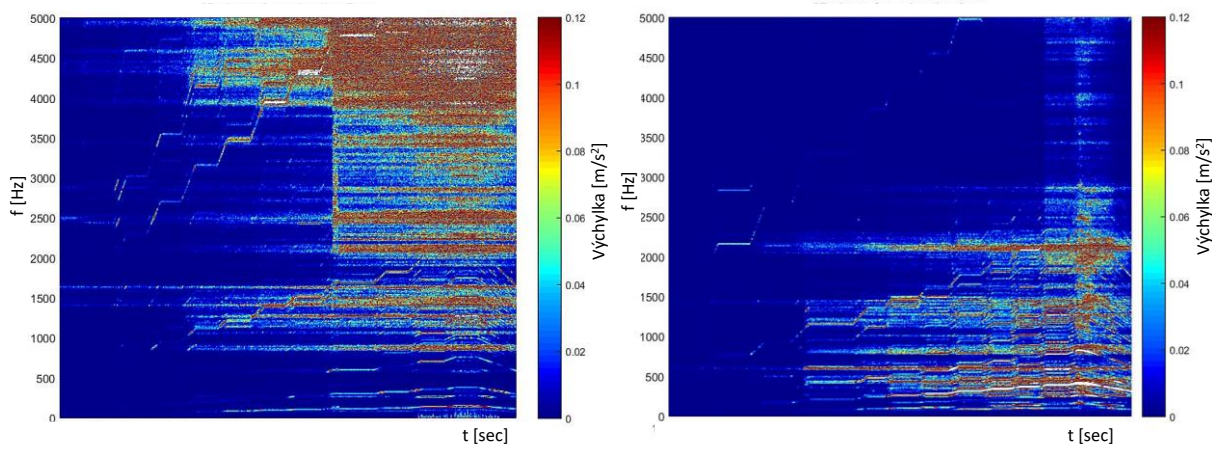


b) změna síly vztažená na stabilizační sílu

Obr. 117: Vynesení závislosti sil na tlakovém poměru

8.7.7 Monitorování průběhů vibrací v časové doméně a ve frekvenčním spektru

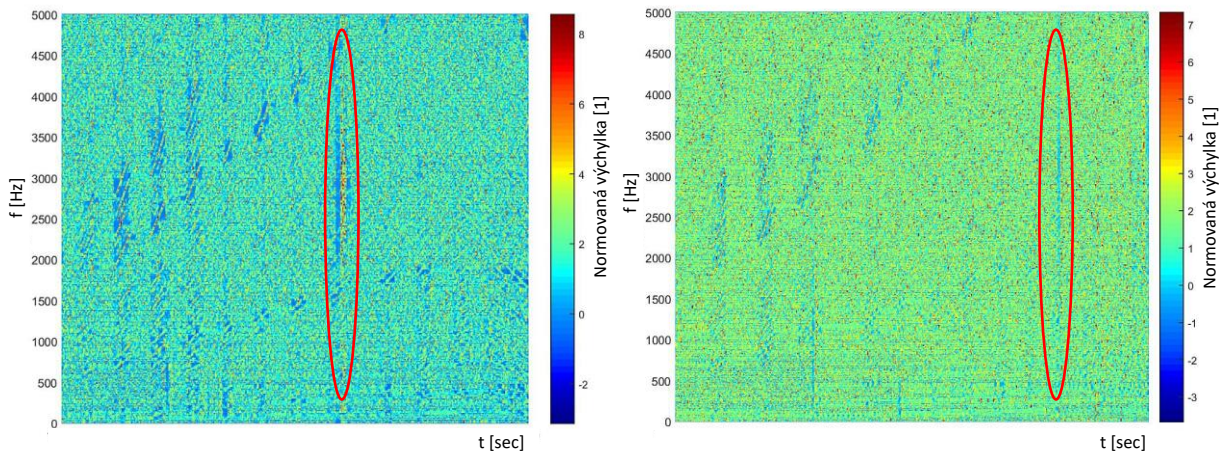
Na spektrogramech obr. 118 jsou zobrazeny průběhy zrychlení akcelerometru pro dva zdvihy. Tyto průběhy jsou výrazně ovlivněny parazitními frekvencemi přenesenými na model. Na spektrogramu jsou patrné otáčkové i vlastní frekvence. Je zapotřebí zjistit, zda je možné získat ze spektrogramu informaci o odtržení proudu v difuzoru a rovněž i okamžik, kdy k tomuto jevu došlo. K odfiltrování těchto parazitních frekvencí je použita metoda stochastického normování v časo-frekvenční oblasti. Touto metodou jsou nejprve vytvořeny normované spektrogramy reprezentované obr. 119 a následně jsou vypočteny charakteristické veličiny, jejich průběhy pro jednotlivé zdvihy jsou zobrazeny na obr. 120. Odtržené proudění s využitím charakteristické veličiny je zřetelné jen pro nižší zdvihy do $h/D_0 = 0,16$. Při zdvihcích nad touto hodnotou je šum již tak pokročilý, že jej nelze v průběhu charakteristické veličiny rozpoznat. Náhlé změny průběhů charakteristické veličiny zvýrazněné červeným oválem na obr. 120 jsou v časové shodě s odtržením proudu zjištěným pomocí rychlé tlakové sondy a tenzometrů. Takovýto postup může být úspěšně aplikován v praxi při monitorování provozu ventilů, kdy lze ověřit bezproblémový vývoj proudění v difuzoru.



a) $h/D_0 = 0,07$

b) $h/D_0 = 0,09$

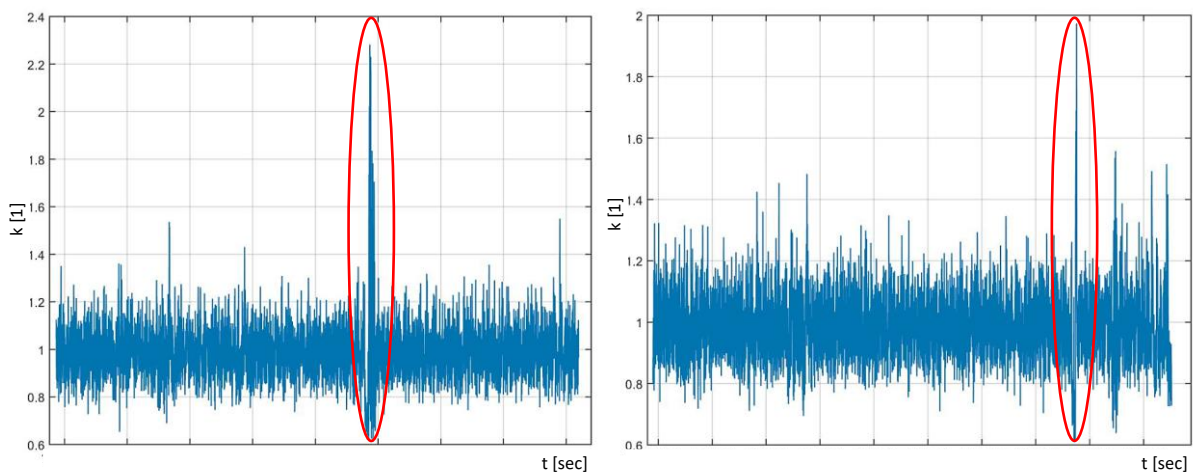
Obr. 118: Ukázky spektrogramů získaných z akcelerometrů



a) $h/D_0 = 0,07$

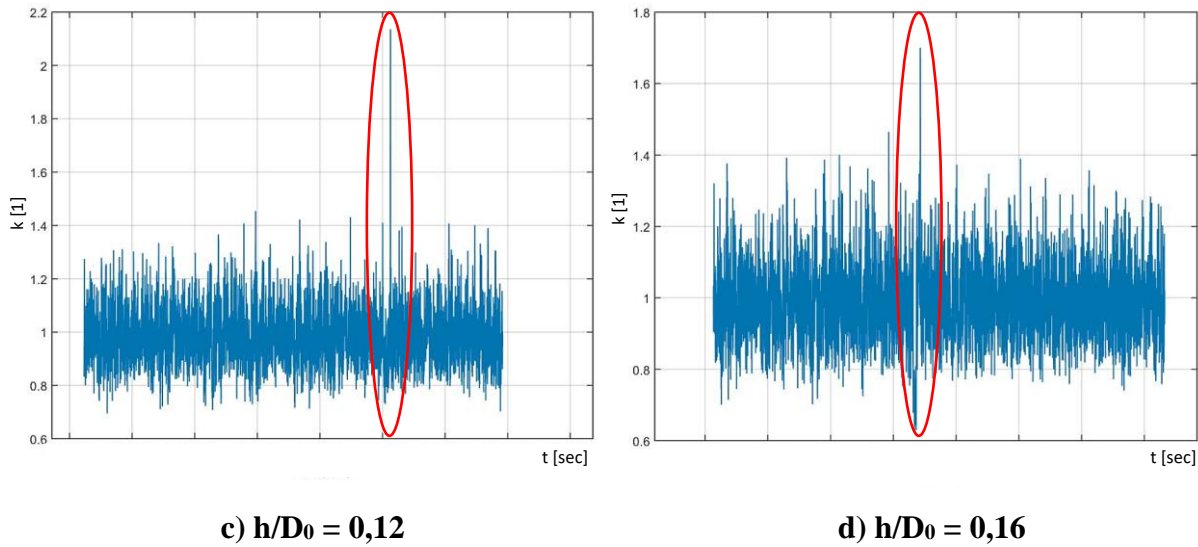
b) $h/D_0 = 0,09$

Obr. 119: Normovaný spektrogram



a) $h/D_0 = 0,07$

b) $h/D_0 = 0,09$



Obr. 120: Zobrazení charakteristické veličiny

8.8 Vyhodnocení výsledků

Geometrie tvořená plochou sedla a kuželky připomíná tvar nerozšířené dýzy a je tedy možné dosáhnout v hrdle ventilu, popřípadě v hrdle difuzoru kritické rychlosti. Pro účely analýzy výsledků jsou vytvořeny průtokové charakteristiky pro jednotlivé zdvihy, tzn. beta křivky. Jedná se o závislost poměrného hmotnostního průtoku na tlakovém poměru přes celý ventil. Výsledky získané měřením na modelech je potřeba zobecnit tak, aby výsledky z modelu bylo možno aplikovat i na díle. Z tohoto důvodu je výhodné použít bezrozměrových parametrů. Pomocí tlakového poměru na ventilu a poměrného hmotnostního toku lze vykreslit beta křivky pro danou konfiguraci modelu. Poměrný hmotnostní tok je vztažen ke kritickému hmotnostnímu toku. Pro kritický hmotnostní tok platí vztah (8.26), popřípadě (8.27). Pro podkritický hmotnostní tok platí vztah (8.28).

Pro kritický hmotnostní tok platí vztah:

$$\dot{m}_* = \frac{\pi D_1^2}{4} \frac{p_{0C}}{\sqrt{T_{0C} R}} \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (8.26)$$

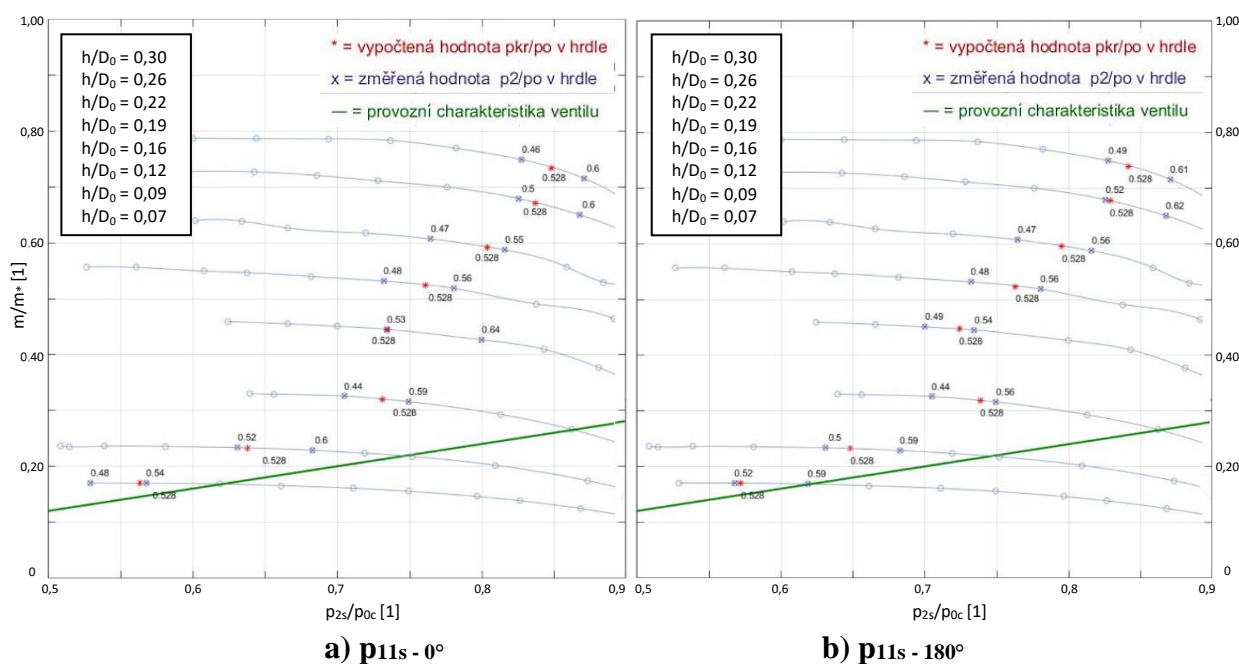
V případě měřící trati DSPW je médiem vzduch s Poissonovou konstantou $\kappa = 1,4$. Tím se vztah (8.26) zjednoduší na tvar:

$$\dot{m}_* = 0,685 \frac{\pi D_1^2}{4} \frac{p_{0C}}{\sqrt{T_{0C} R}} \quad (8.27)$$

$$\dot{m} = \rho_2 w_2 S_2 = \rho_0 \left(\frac{p_{2s}}{p_{0C}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} w_2 S_2 = \frac{p_{0C}}{r T_0} \left(\frac{p_{2s}}{p_{0C}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} w_2 S_2 \quad (8.28)$$

Na základě měření středních hodnot tlaku v hrdle difuzoru je možné stanovit tlakové poměry v hrdle difuzoru viz. obr. 121. V hrdle difuzoru ventilu se při určitých tlakových poměrech přes celý ventil p_{2s}/p_{0c} nastaví kritický tlakový poměr, jak je zmíněno výše. Změřené hodnoty středního tlaku po obvodě hrdla však zcela neodpovídají hledanému kritickému tlakovému poměru. Byla provedena lineární interpolace mezi změřenými podkritickými a nadkritickými tlakovými poměry, aby bylo možné stanovit, kdy dochází ke kritickému tlakovému poměru v hrdle. Kritický tlakový poměr je označen hvězdičkou „*“ na obr. 121. Nutno ještě podotknout, že tlaky měřené v hrdle nejsou po obvodě zcela identické a tudíž se budou lišit i vypočtené hodnoty kritického tlakového poměru v hrdle pro každý statický odběr po obvodě hrdla. Z toho důvodu je obr. 121 rozdělen na a) a b) lišící se umístěním odběrového místa v hrdle.

Z obr. 121 je jasně patrná změna trendu výskytu hodnoty kritického tlakového poměru mezi zdvihy $h/D_0 = 0,07-0,12$, $h/D_0 = 0,16-0,22$ a $h/D_0 = 0,26-0,3$. Pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,07-0,12$ je průtok ventilem řízen plochou hrdla ventilu. Pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,16-0,22$ je plocha určující průtok ventilem nejprve hrdlo ventilu a později hrdlo difuzoru. Tyto zdvihy jsou charakteristické výskytem anomálií v průtokových křivkách. Pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,26-0,3$ je plocha určující průtok ventilem hrdlo difuzoru.

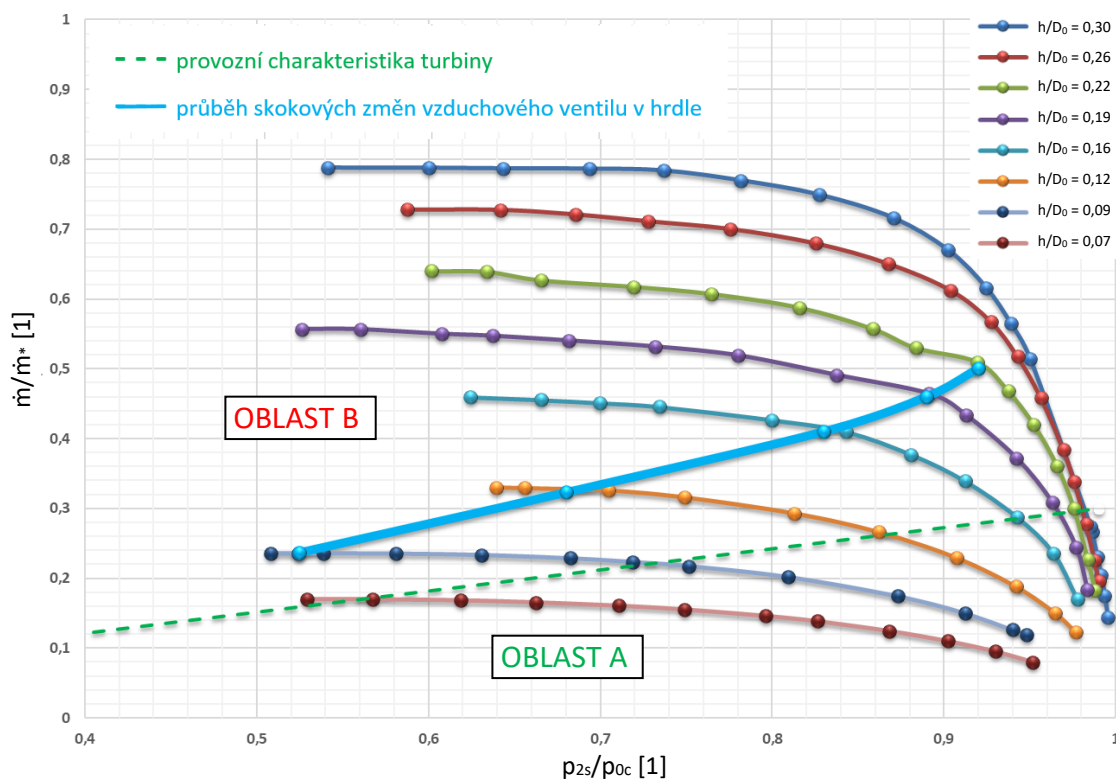


Obr. 121: Graf s vynesním průtokové charakteristiky a tlakových poměrů v hrdle ventilu se sítím

8.8.1 Průtoková charakteristika ventilu se sítím s vynesním oblasti odtržení

Na základě měřených hodnot tlaku a měřených hodnot průtoků při daném zdvihu lze sestavit průtokovou charakteristiku ventilu viz. obr. 122. Do průtokové charakteristiky je zanesena provozní charakteristika turbíny. V hrdle ventilu jsou měřeny střední hodnoty tlaku p_{11s} pro jednotlivé zdvihy kuželky [např. obr. 103 - a) a obr. 105 - a)]. Během jednotlivých zdvihů dochází ke skokovému nárůstu tlaku. Ze zjištěných tlakových poměrů p_{2s}/p_{0c} a z daného poměrného zdvihu h/D_0 lze zkonstruovat průběh skokových změn tlaku v hrdle difuzoru.

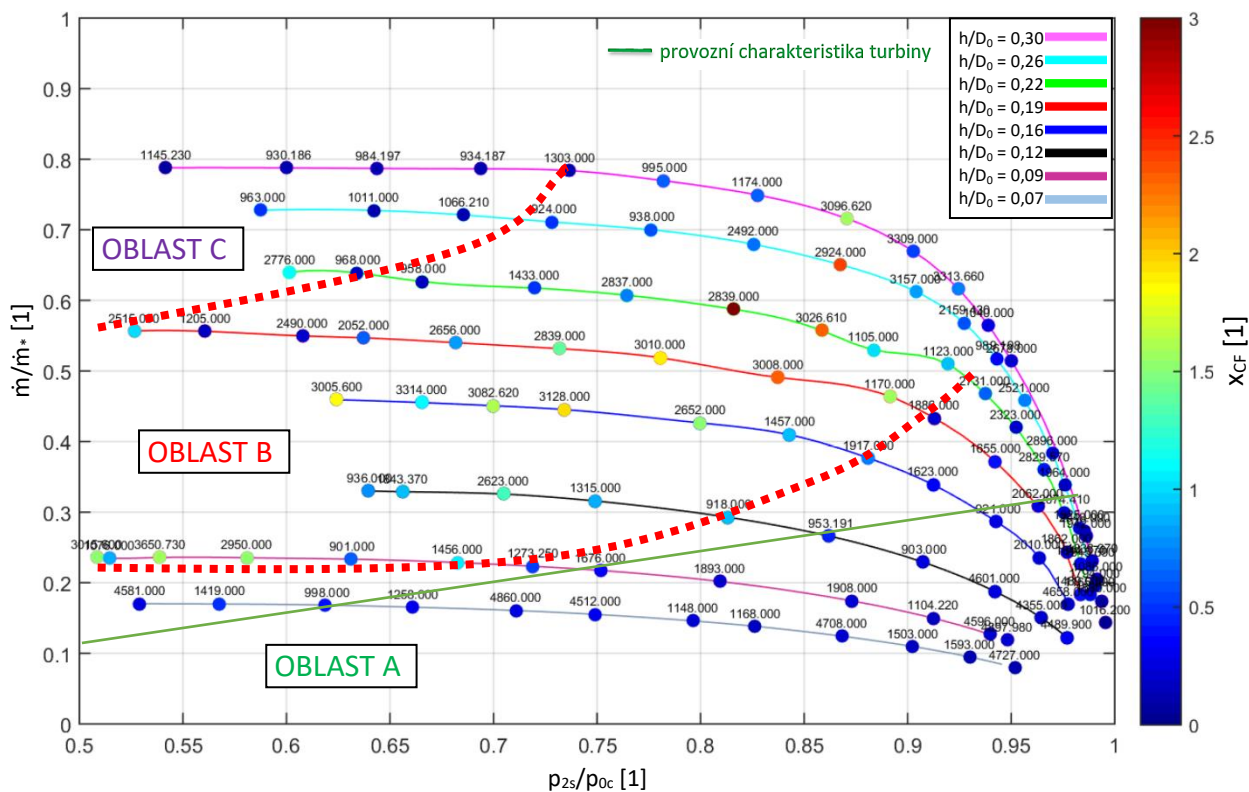
Získaná křivka je zanesena do průtokové charakteristiky ventilu. Tato křivka rozděljuje průtokovou charakteristiku na oblast A a oblast B. V oblasti A je proudění přilnuté ke stěně a v oblasti B dochází již k odtržení proudu od stěny a centrálně situovanému proudění.



Obr. 122: Graf průtokové charakteristiky pro turbínový ventil se sítím s vynesemím oblasti odtržení

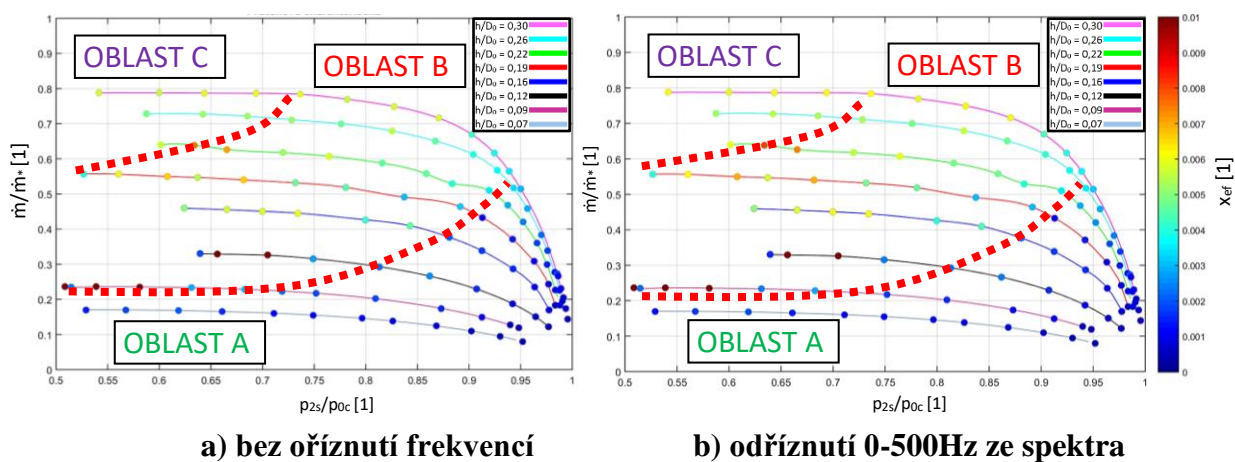
8.8.2 Průtoková charakteristika ventilu se sítím se zobrazením činitele výkmitu a frekvencí způsobených aerodynamickým buzením

Byl vytvořen obr. 123, do kterého jsou zaneseny jak hodnoty činitele výkmitu, tak i jim příslušející frekvence a to proto, aby bylo možné popsat chování nestacionarit v hrdle ventilu. Jednotlivé body značí časové intervaly, kdy docházelo ke sběru dat v ustáleném stavu. Barevné škály jednotlivých bodů reprezentují velikost činitele výkmitu. Nad jednotlivými body jsou čísla zobrazeny hodnoty frekvencí, při nichž k výkmitům docházelo. Na pravé straně grafu jsou uvedeny poměrné zdvihy, při kterých je prováděno měření. Do tohoto obrázku jsou zakresleny dvě červené přerušované čáry, které dělí graf na oblast A, oblast B a oblast C. Oblast A popisuje přilnuté proudění bez výraznějšího výskytu nestacionarit. Oblast B je charakteristická zvýšeným výskytem nestacionarit. Oblast C popisuje místa s postupným útlumem nestacionarit. Z obr. 123 je patrné, že největší hodnoty činitele výkmitu se nacházejí v rozsahu zdvihů $h/D_0 = 0,16 - 0,26$ a umístěním odpovídají oblastem, kdy docházelo ke kritickému tlakovému poměru, tedy v oblastech vzniku transsonického proudění v hrdle. Výraznější tlakové pulzace se vyskytují při vyšších zdvihích kuželky a tím i větších hmotnostních průtocích. Výraznější výkmity se vyskytují v oblasti B. Právě v této oblasti dochází k největším poruchám v proudu.



Obr. 123: Graf s vynesení průtokové charakteristiky nejvýznamnějších frekvencí a činitele výkmitu

Na obr. 124 jsou zobrazeny průtokové charakteristiky s vyznačením efektivních hodnot. Obr. 124 - a) reprezentuje průtokovou charakteristiku při uvažování frekvencí 0 - 5000Hz. Pro úplnost je na obr. 124 - b) zobrazena průtoková charakteristika s odfiltrováním frekvencí 0 - 500Hz. Výše zmíněné tři oblasti A, B a C zůstávají na stejných pozicích jako na obr. 123. Hodnoty největších efektivních hodnot, tedy hodnot signálu s vyšší energií se nacházejí v nižších zdvích a tlakových poměrech.

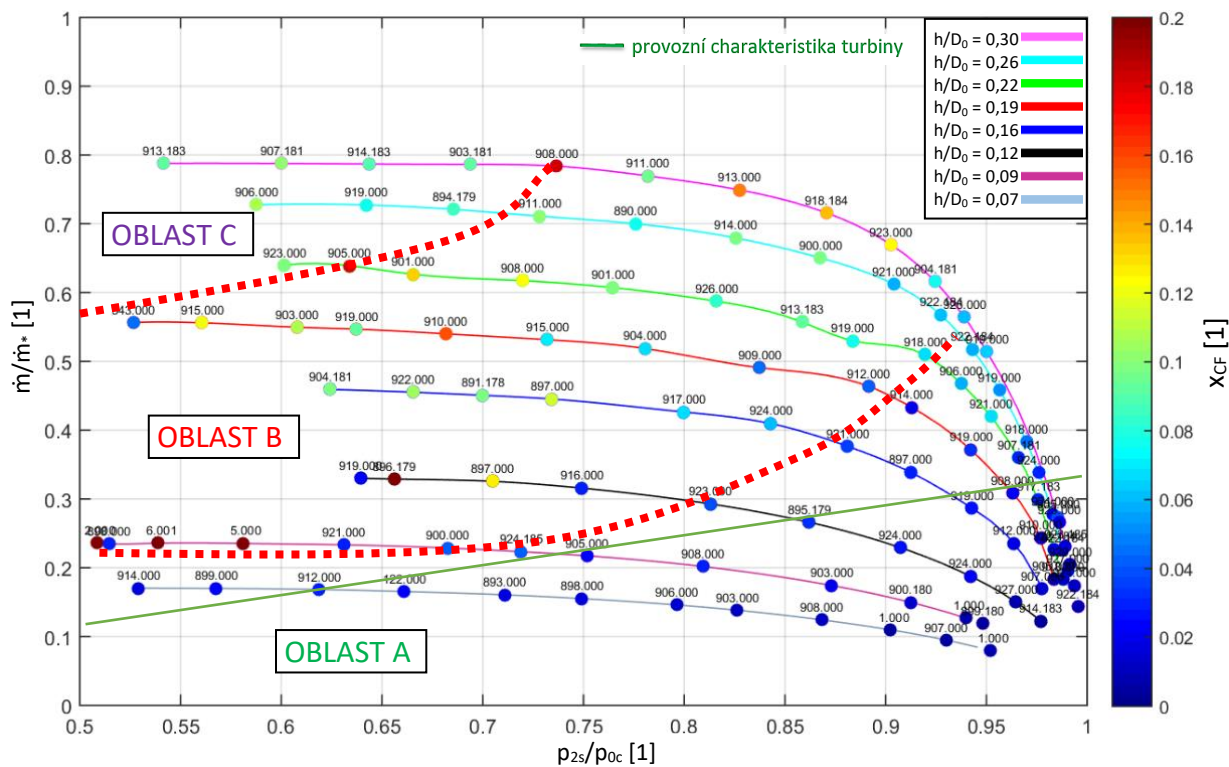


Obr. 124: Graf s vynesení průtokové charakteristiky a efektivních hodnot

Shrnutí: K výraznějším výkmitům v hrdle difuzoru dochází při vyšších zdvizích. Naopak z hlediska efektivních hodnot je nebezpečnější oblast s nižším tlakovým poměrem a nižším zdvihem. Provozní charakteristika turbíny se dle výsledků nachází v bezpečné přilnuté oblasti.

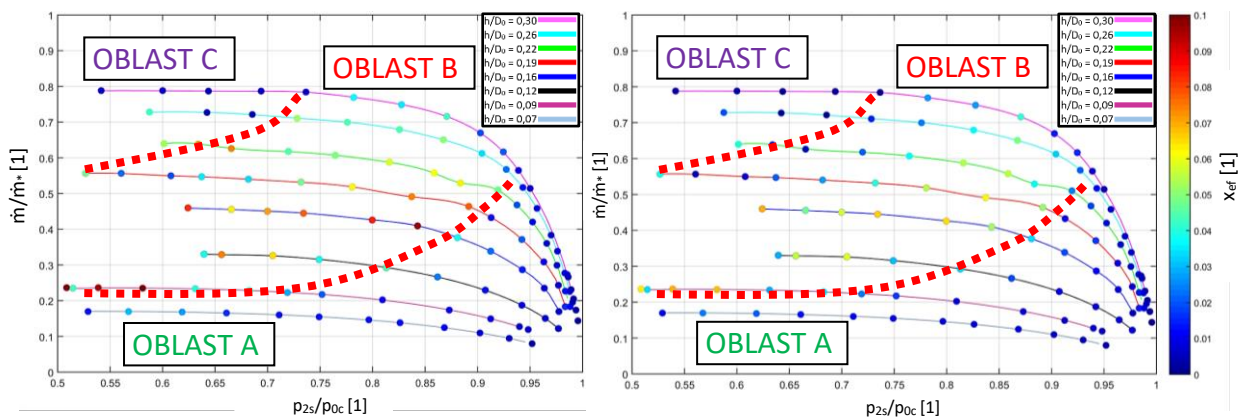
8.8.3 Průtoková charakteristika se zobrazením činitele výkmitu a frekvencí přenášných na vřeteno ventilu se sítím

Stejná průtoková charakteristika jako pro oddíl 8.8.2 je vytvořena i pro hodnoty činitele výkmitu a frekvence při monitorování hodnot z tenzometrů viz. obr. 125. Tímto se ověří, zda a v jakých oblastech se projevuje přenos aerodynamických pulzací na vřeteno ventilu, které může být v některých oblastech průtokové charakteristiky výrazně namáháno. Do této průtokové charakteristiky jsou stejně jako v předchozích případech zakresleny dvě červené přerušované čáry, které dělí graf na tři oblasti, kdy se ve ventilu vyskytuje oblast A, B a C. Z průtokové charakteristiky je patrné, že nejvíce je vřeteno ovlivněno při nízkých zdvizích a nižších tlakových poměrech a to zejména v oblasti B. Při vyšších zdvizích není ovlivnění vřetena proudem tak výrazné, jako při zdvizích nižších.



Obr. 125: Graf s vynesním průtokové charakteristiky nejvýznamnějších frekvencí a činitele výkmitu

Na obr. 126 - a), b) jsou vyobrazeny průtokové charakteristiky se zanesením efektivních hodnot. Na obrázku a) jsou zaneseny efektivní hodnoty frekvencí 0 - 5000Hz, kdežto na obrázku b) jsou efektivní hodnoty vypracovány bez uvažování nízkých frekvencí 0 - 500Hz. Oblasti A, B a C zůstávají na stejných pozicích jako na obr. 125. Největší efektivní hodnoty se opět vyskytují v nižších zdvizích a nižších tlakových poměrech v oblasti B průtokové charakteristiky.



a) bez oříznutí frekvencí

b) odříznutí 0 - 500Hz ze spektra

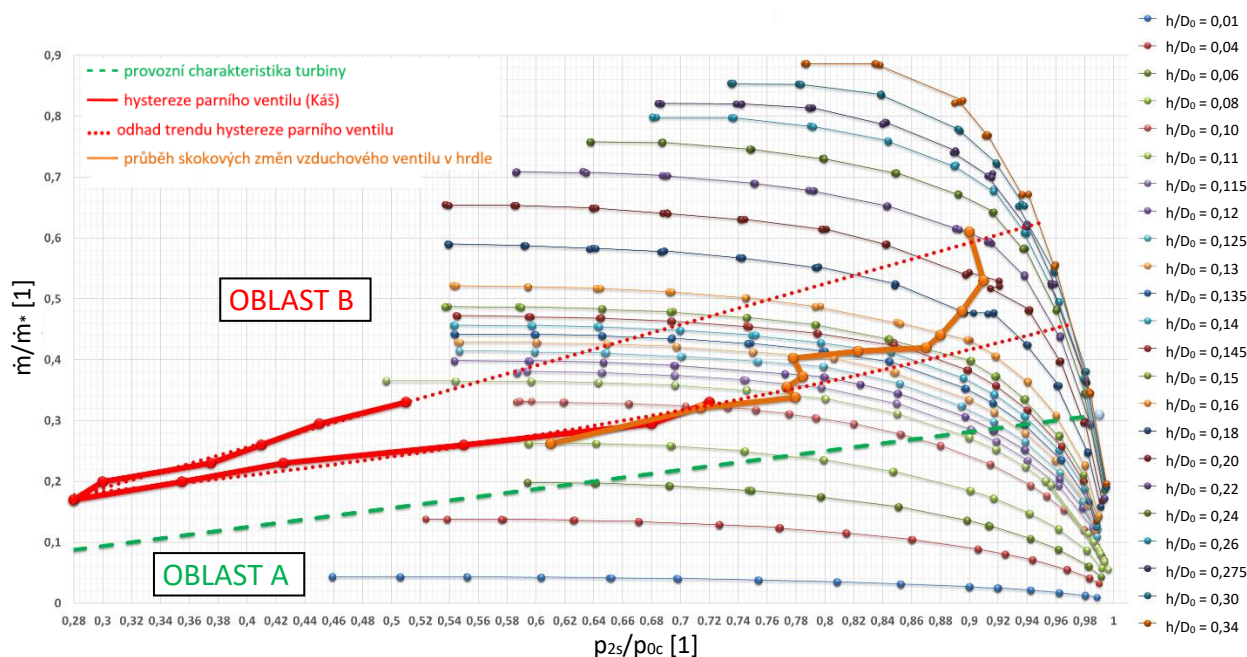
Obr. 126: Graf s vynesemím průtokové charakteristiky a efektivních hodnot

Shrnutí: Vřeteno kuželky je nejvíce namáháno při nižších zdvích a nižších tlakových poměrech. Vše zatím nasvědčuje tomu, že provozní charakteristika nezasahuje do oblasti B.

8.8.4 Průtoková charakteristika ventilu bez síta s vynesemím oblasti odtržení

Kromě měření se sítem je provedeno i měření bez použití síta. Při tomto měření jsou zaznamenávány pouze střední hodnoty tlaků. Uceleným obrazem měření je průtoková charakteristika zobrazena na obr. 127. Do tohoto obrázku je zaznamenána provozní charakteristika turbíny. Na základě výzkumu provedeného Kášem [51] na parním ventilu bez síta, který je geometricky identický s modelem ventilu vzduchové trati, je zjištěna hystereze při otevírání a uzavírání ventilu. Hystereze parního ventilu je zanesena do průtokové charakteristiky vzduchového ventilu (silná červená křivka). Zanesené hodnoty hystereze jsou proloženy lineární funkcí a tím je získána oblast trendu hystereze i pro vyšší tlakové poměry (tečkovaná červená úsečka).

Z měřených hodnot tlaku p_{11s} v hrdle vzduchového ventilu je možné pro jednotlivé zdvihy určit, při jakých hodnotách tlakového poměru p_{2s}/p_{0c} došlo ke skokovému nárůstu. Na základě získaných dat je možné vytvořit křivku průběhu skokových změn tlaku v hrdle vzduchového ventilu. Tato křivka je opět zanesena do průtokové charakteristiky ventilu (silná oranžová křivka). Křivka dělí průtokovou charakteristiku na oblast A a oblast B. Oblast A je charakteristická přilehnutým prouděním ke stěně. V oblasti B se již vykytuje proudění odtržené od stěny. Z obr. 127 je patrné, že odhad trendu hystereze parního ventilu zjištěné Kášem pokrývá průběh skokových změn vzduchového ventilu v hrdle zjištěných při měření.



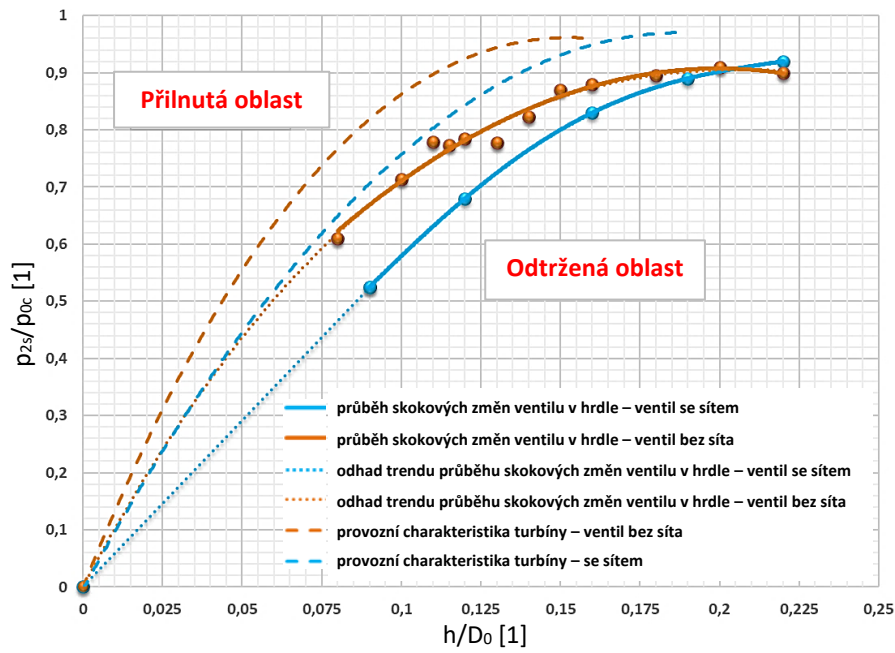
Obr. 127: Graf průtokové charakteristiky pro turbínový ventil bez síta s vynesemím oblasti odtržení a hystereze parního ventilu

8.8.5 Porovnání výsledků získaných měření na modelu ventilu se sítem a na modelu ventilu bez síta

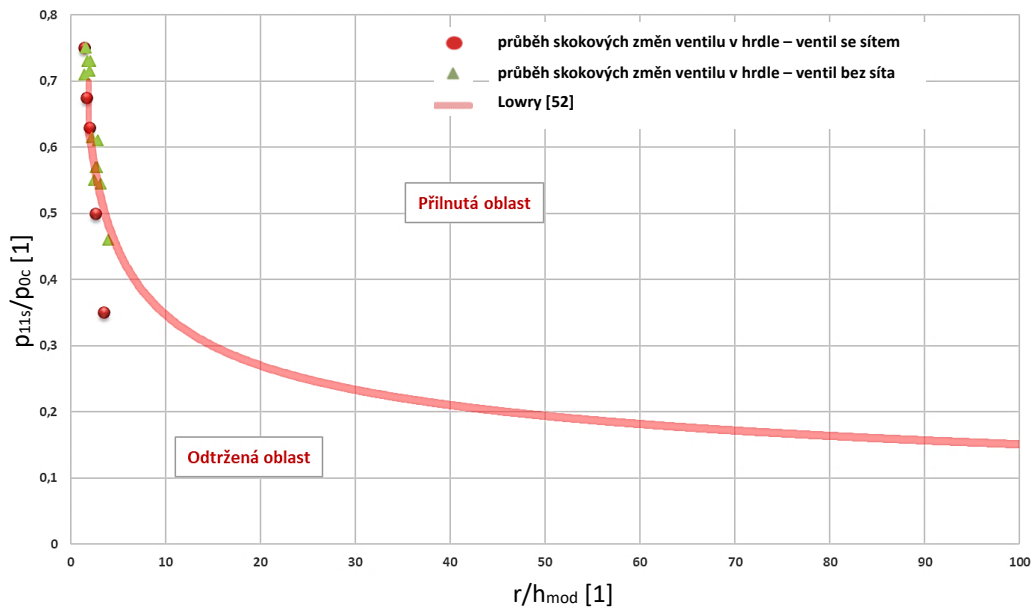
Průběhy skokových změn vzduchového ventilu v hrdle pro model ventilu se sítem a bez síta je zanesen do obr. 128. Obě křivky dělí graf na proudění přilehlé a odtržené od stěny. Tyto křivky je možné proložit funkcí s počátkem $p_{2s}/p_{0c} = 0$ a $h/D_0 = 0$. Proložením získaných hodnot je možné zjistit trend, který by mohlo potvrdit měření při nižších zdvizech a nižších tlakových poměrech. Do grafu jsou zakresleny provozní charakteristiky turbíny pro ventil vybavený sítem a pro ventil bez síta. Z grafu je zřejmé, že obě provozní charakteristiky parní turbíny nezasahují do oblasti s odtrženým prouděním a to ani v oblasti, která byla zjištěna odhadem trendu.

Na obr. 129 je analyzován vliv Coandova efektu na proudění ve ventilu. Na svislé ose je vyneseno tlakové poměry p_{11s}/p_{0c} a na vodorovné ose je zobrazen poměr poloměru dosedací plochy sedla r na modifikovaném zdvihu h_{mod} . Modifikovaný zdvih se vypočte dle vztahu (8.29). K objasnění tohoto vztahu je připraven obr. 130. Do obr. 129 je zanesen průběh Coandova efektu zjištěný Lowrym [52]. Do stejného obrázku jsou zakomponovány průběhy skokových změn vzduchového ventilu v hrdle difuzoru. Změřené hodnoty kopírují trend popsáný Lowrym. Pouze při dosažení hodnoty $p_{11s}/p_{0c}=0,35$ je nesoulad mezi průběhem Coandova efektu a naměřenou hodnotou. Hodnoty nižších tlakových poměrů by měly být v budoucnu předmětem dalšího výzkumu a následné analýzy získaných dat.

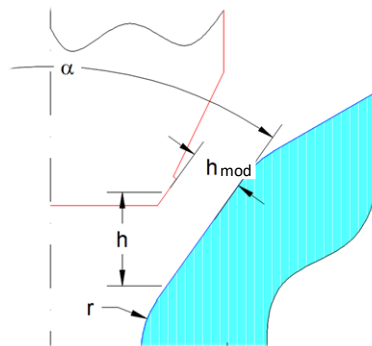
$$h_{mod} = h \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (8.29)$$



Obr. 128: Graf s vynesemím přilnuté a odtržené oblasti pro případ se sítím a bez síta



Obr. 129: Vliv Coandova efektu na proudění ve ventilu



Obr. 130: Náčrtek ventilu s vyznačením modifikovaného zdvihu h_{mod}

8.9 Odhad nejistot měření

Každé prováděné měření je zatíženo nejistotami měření. Nejistot měření je nepřeborné množství a nelze je všechny vyjmenovat. Může se jednat o nejistoty např. nedostatečnou přesností měřidla, nevhodným výběrem měřidla, nevhodným postupem při měření, aproximací, linearizací, interpolací atd. Tyto nejistoty zapříčiňují odchylku mezi skutečnou hodnotou a měřenou hodnotou. Nejistoty lze zařadit do dvou skupin, a to nejistoty typu *A* a nejistoty typu *B* [39], [41], [42].

Standardní nejistoty typu *A* viz. rovnice (8.31) jsou statisticky zpracovaná série měření, kdy se aritmetickým průměrem rovnice (8.30) určí střední hodnoty. Nejistota měření je dána směrodatnou odchylkou šumu signálu viz rovnice (8.32).

$$\bar{x} = \frac{\sum_{k=1}^n x_i}{n} \quad (8.30)$$

$$u_{Ai} = \frac{\sum_{k=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)} \quad (8.31)$$

$$s_o^2 = \frac{\sum_{k=1}^{n-1} (x_{i+1} - x_i)^2}{2(n-1)} \quad (8.32)$$

Standardní nejistoty typu *B* viz. rovnice (8.33) jsou takové nejistoty, způsobené neznámými nebo odhadnutými příčinami, které jsou založeny na jiných přístupech zpracování, než jsou statistické metody.

$$u_{Bi} = \frac{Z_{imax}}{k} \quad (8.33)$$

Kde součinitel rozšíření *k* nabývá hodnot daných zákonem rozdělení. Pro normální Gaussovo rozdělení je $k = 2$, pro rozdělení rovnoměrné je $k = \sqrt{3}$ a v případě trojúhelníkového rozdělení je hodnota $k = \sqrt{6}$.

Pro určení výsledné nejistoty z jednotlivých nejistot typu *A* a typu *B* se používá standardní kombinovaná nejistota. Odhad této standardní kombinované nejistoty je dán rovnicí (8.34).

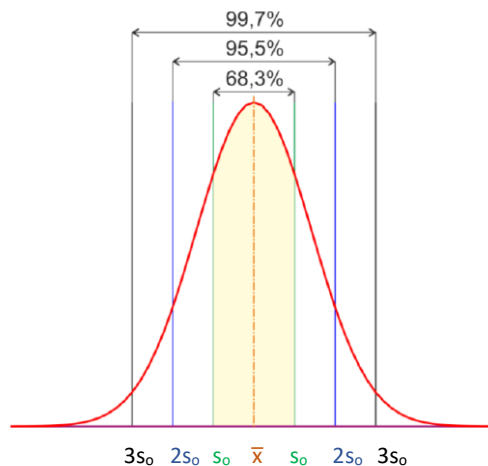
$$u_c^2 = \sum u_{Ai}^2 + \sum u_{Bi}^2 \quad (8.34)$$

Rozšířená nejistota je určena vztahem:

$$U = k \cdot u_c = k \cdot \sqrt{\sum u_{Ai}^2 + \sum u_{Bi}^2} \quad (8.35)$$

Na obr. 131 je zobrazeno rozložení křivky hustoty pravděpodobnosti se znázorněním kvantilových chyb, jež jsou funkcí směrodatné odchylky. Směrodatná odchylka udává oblast, v níž se měřená hodnota nachází s pravděpodobností 68,3%. Pravděpodobná chyba je dvojnásobkem směrodatné odchylky. V této oblasti se měřená hodnota nachází s pravděpodobností 95,5%. Pojmem krajní chyba se označuje trojnásobek směrodatné odchylky. V této oblasti leží měřená veličina s pravděpodobností 99,7%.

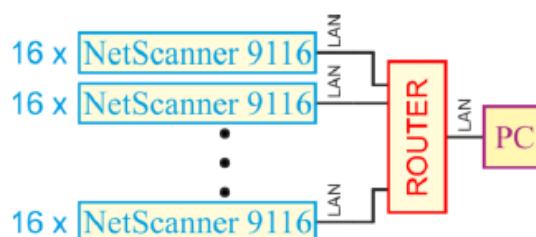
Pro potřeby výpočtu nejistot je zaveden koeficient rozšíření k . Koeficient rozšíření nabývá pro normální rozdělení hodnot 1,2 nebo 3, dle výše uvedených kvantilů. V praxi se obvykle užívá $k = 2$. Rozšířená nejistota je dána vztahem (8.35).



Obr. 131: Rozložení hustoty pravděpodobnosti sledované veličiny za předpokladu normálního rozdělení se směrodatnou odchylkou $s_0 = 0,5$ [41], [42]

8.9.1 Odhad nejistot středních hodnot tlaku měřené převodníkem tlaku NetScanner 9116

Použité převodníky NetScanner 9116 zpracovávají analogový signál a s osobním počítačem jsou spojeny ethernetovou sítí prostřednictvím routeru. Samotný převodník je zabudován uvnitř přístroje. Převodník je vybaven 16 kanály určenými k měření tlaku. Na kanálech lze dle zapojení měřit diferenčně i absolutně. 8 kanálů má rozsah 1 psi a zbylých 8 kanálů má rozsah 15 psi. Schéma zapojení převodníku v měřícím řetězci je zobrazeno na obr. 132.



Obr. 132: Schéma měřícího řetězce odběrů tlaku [41], [42]

- **Nejistota měření typu A pro tlakové odběry převodníku NetScanner:**

Nejistota měření typu A pro statické měření tlaku v hrdle převodníkem NetScanner 9116 je zjištěna prověřením množiny získaných dat. Nejistota typu A se jeví největší pro tento případ:

NetScanner (p11s)	
Průměr [Pa]	u_A [Pa]
14368,4477	13,58970

Tab. 4: Vypočtené hodnoty nejistoty typu A pro převodník NetScanner

Nejistota typu A dosahuje tedy hodnot $u_A = 0,00095\%$ a lze ji zanedbat.

- **Vyšetření nejistoty měření typu B pro tlakové odběry převodníku NetScanner:**

Jednotlivé nejistoty typu B převodníku dle dokumentace:

Chyba rozlišením dle technické specifikace převodníku.

$$u_R = \frac{\delta_R}{2 \cdot \sqrt{3}}; \text{ kde } \delta_R = \pm 0,003\% \quad (8.36)$$

Statická nejistota převodníku.

$$u_p = \frac{\delta_p}{\sqrt{3}}; \text{ kde } \delta_p = \pm 0,15\% \quad (8.37)$$

Statická nejistota daná teplotní závislosti převodníku.

$$u_{tv} = \frac{\delta_{tv}}{\sqrt{3}} \Delta t; \text{ kde } \delta_{tv} = \pm 0,0015\% / ^\circ\text{C} \quad (8.38)$$

Nejistota daná měřením tlakové diference na různých hladinách.

$$u_{LPE} = \frac{\delta_{LPE}}{\sqrt{3}} \Delta p; \text{ kde } \delta_{LPE} = \pm 0,001\% / \text{psi} \quad (8.39)$$

Standardní kombinovaná nejistota je tedy pro tlak 14368Pa (2psi):

$$u_{B\ NET} = \sqrt{u_R^2 + u_p^2 + u_{tv}^2 + u_{LPE}^2} = 0,16\% \quad (8.40)$$

8.9.2 Odhad nejistot měření průtoku dýzou

Celková nejistota měření průtoku je dána vztahem (8.41) [44].

$$\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\delta C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta D}{D}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta d}{d}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta \Delta p}{\Delta p}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta \rho_1}{\rho_1}\right)^2} \quad (8.41)$$

Kde jednotlivé členy nejistot nabývají těchto hodnot:

- Součinitel poměru průměrů $\beta = 0,5$
- Relativní nejistota $\delta C/C$ je pro $\beta \leq 0,6 - 0,8\%$
- Maximálně možná hodnota poměru $\delta D/D$ nedosáhne vyšších hodnot než $0,4\%$
- Maximálně možná hodnota poměru $\delta d/d$ nedosáhne vyšších hodnot než $0,1\%$
- Nejistota vyplývající z provozní hustoty vody a vodní páry $\delta \rho_1/\rho_1$ nepřevyší $0,3\%$
- Přesnost diferenčního snímače $\delta \Delta p/\Delta p$ byla v předešlé kapitole odhadnuta na $0,16\%$
- Relativní nejistota součinitele expanze $\delta \varepsilon/\varepsilon$ dle vztahu (8.42)

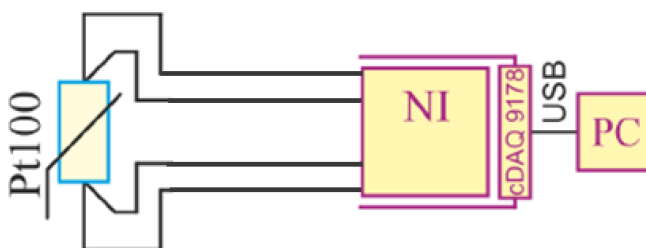
$$\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon} = 2 \frac{\Delta p}{p_1} \% \quad (8.42)$$

Výsledná nejistota dýzy je $u_c = 1,04\%$.

Rozšířená nejistota pro $k = 2$ je tedy $U = k \cdot u_c = 2 \cdot 1,04 = 2,08\%$.

8.9.3 Odhad nejistot měření teploty pomocí odporových platinových teploměrů Pt100

Měření teploty je realizováno s pomocí platinových odporových teploměrů Pt100. Zapojení je schematicky zobrazeno na obr. 133 [42].



Obr. 133: Schéma měřicího řetězce měření teploty [43]

- Nejistoty typu A pro odporové teploměry t_0 a t_2 jsou zobrazeny v tab. 5 a 6.

t0	
Průměr [°C]	u_A [°C]
22,6780	0,00200

Tab. 5: Vypočtené hodnoty nejistoty typu A pro odporový teploměr t_0

t2	
Průměr [°C]	u_A [°C]
22,5080	0,00200

Tab. 6: Vypočtené hodnoty nejistoty typu A pro odporový teploměr t_2

Nejistota typu A dosahuje tedy hodnot $u_A = 0,00009\%$ a protože dosahuje velmi nízkých hodnot, tak ji lze zanedbat.

- **Vyšetření nejistoty měření typu B pro odporové teploměry t_0 a t_2**

Odporové teploměry jsou kalibrovány prostřednictvím přenosného blokového kalibrátoru (pícky), kde jsou uvedeny nejistoty:

- Dle kalibračního listu je nejistota s externími referenčními senzory $u_1 = \pm 0,11^\circ\text{C}$
- Dále dle dokumentace je nejistota na stabilitu pro daný rozsah kalibrace $u_2 = \pm 0,008^\circ\text{C}$
- Nejistoty axiální homogenity je uváděna $u_3 = \pm 0,1^\circ\text{C}$ a radiální homogenitou $u_4 = \pm 0,029^\circ\text{C}$

Externí kalibrační teploměry (etalony) radiální a axiální homogenity mají tyto nejistoty:

- $u_5 = \pm 0,067^\circ\text{C}$ pro daný rozsah s pravděpodobností pokrytí 95% a koeficientem rozšíření $k = 2$
- $u_6 = \pm 0,051^\circ\text{C}$ pro daný rozsah s pravděpodobností pokrytí 95% a koeficientem rozšíření $k = 2$

Měřicí smyčka je vybavena A/D převodníkem NI. Zde dochází k chybě vzorkováním analogového signálu.

$$u_{LPE} = \frac{\delta_{ROZ}}{2 \cdot \sqrt{3}}; \text{ kde } \delta_{ROZ} = \pm \frac{20}{2^{16}} \% \quad (8.43)$$

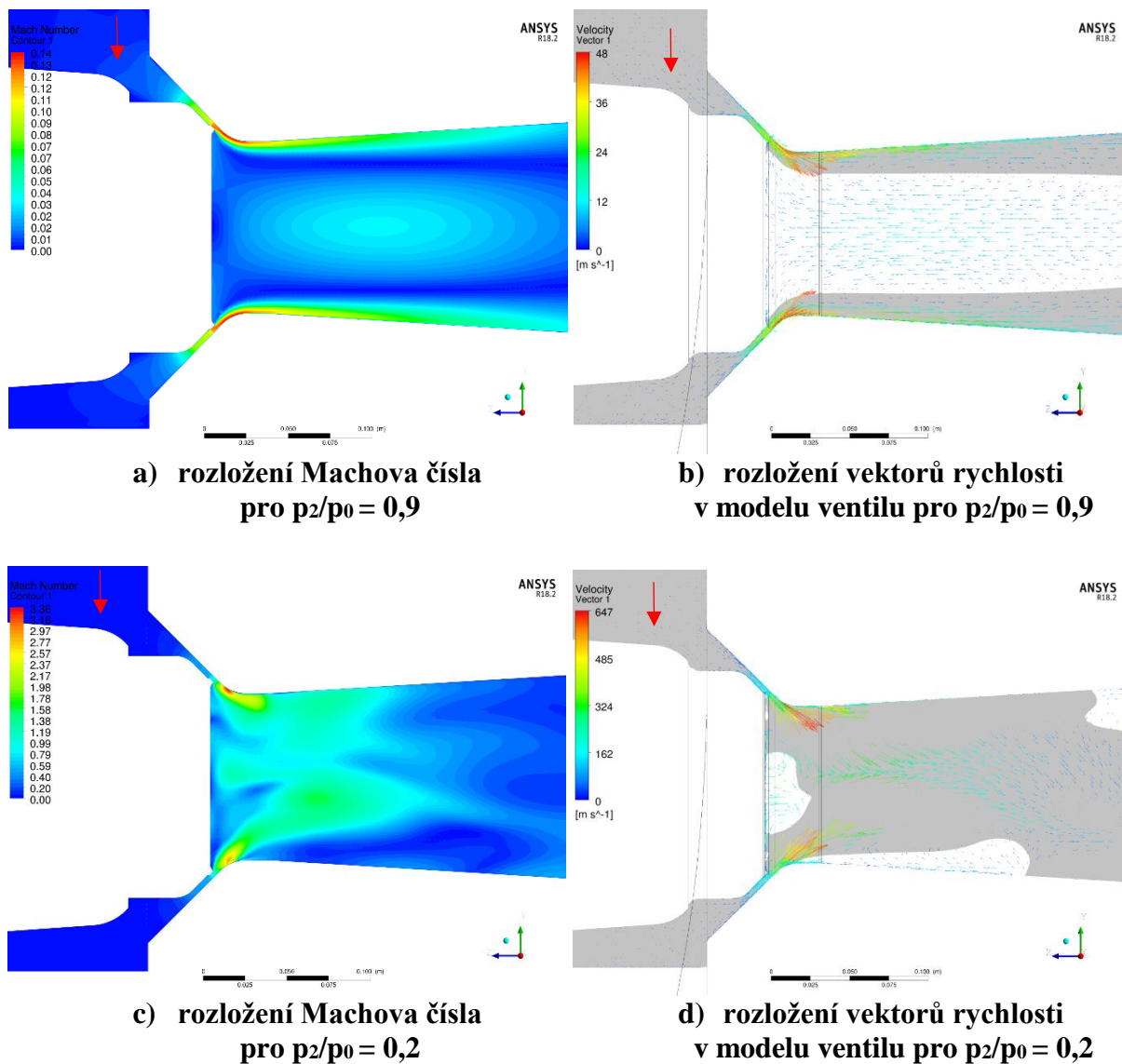
Standardní kombinovaná nejistota celého řetězce lze vypočítat rovnicí (8.44):

$$u_c = \sqrt{\sum u_i^2} = \sqrt{0,02} = 0,142^\circ\text{C} \quad (8.44)$$

Rozšířená nejistota pro $k = 2$ je tedy $U = k \cdot u_c = 2 \cdot 0,14 = 0,28^\circ\text{C}$.

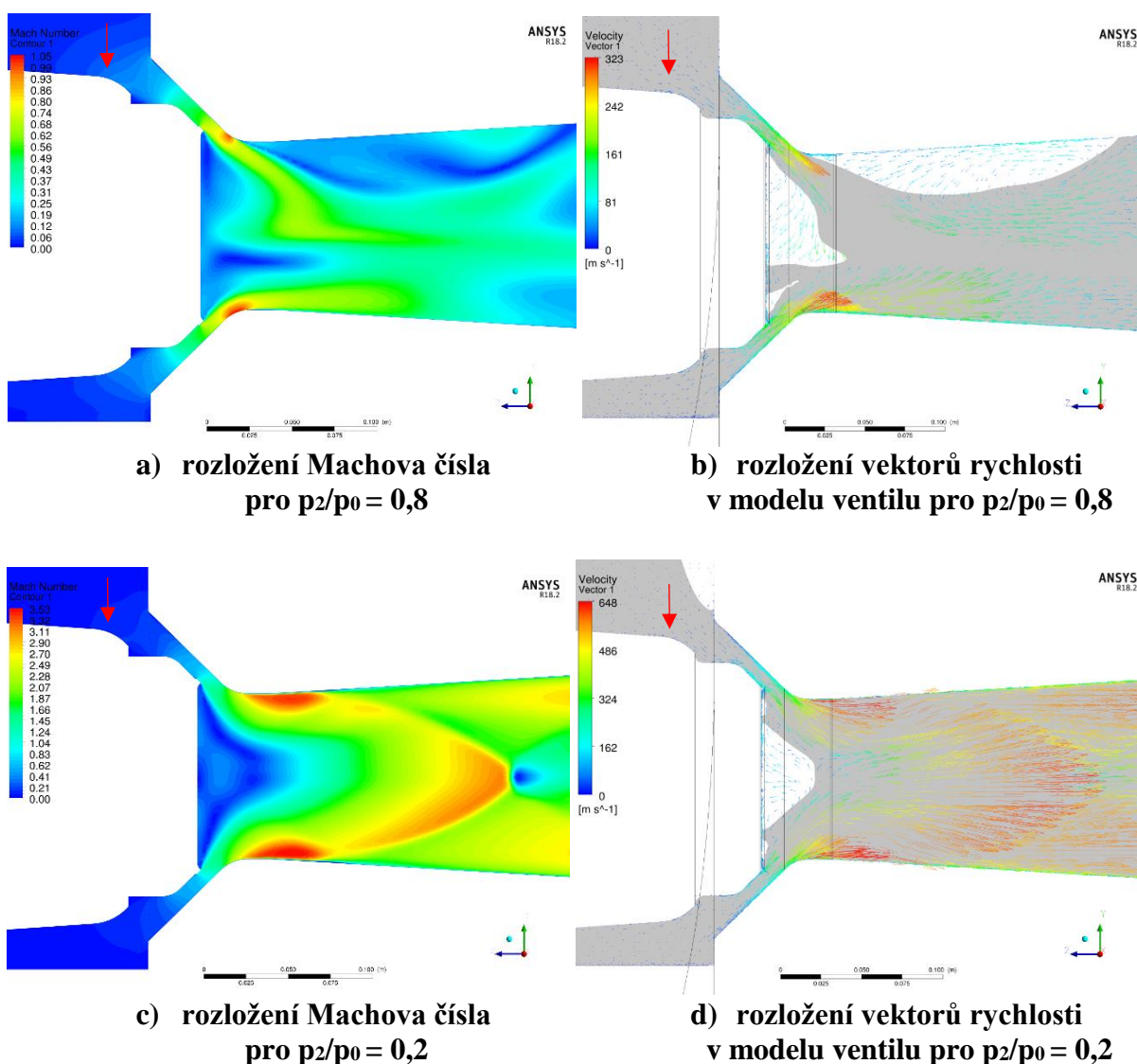
9 Analýza proudění v turbínovém regulačním ventilu bez síta s využitím výsledků CFD

Charakter proudění v regulačním ventilu je možné poodhalit pomocí výsledků získaných z numerických simulací. Dle výkresové dokumentace experimentálního modelu regulačního ventilu je vytvořen a zasítován identický model v programu ANSYS. Níže jsou prezentovány grafické výsledky proudění v tomto ventilu. Obrázky této kapitoly popisují kontury s rozložením Machova čísla a s rozložením rychlostních vektorů v příčném řezu ventilu. Orientace vstupu do ventilové komory je naznačena červenou šipkou, která je zanesena do každého obrázku. Na obr. 134 - a), b) je zobrazen ideální případ přilnutého proudění ke stěně pro poměrný zdvih $h/D_0 = 0,04$. Při dosažení dostatečně nízkého tlakového poměru dojde k odtržení od stěny obr. 134 - c), d), kdy odtržené protějšší proudy se stýkají až na výstupu z difuzoru.

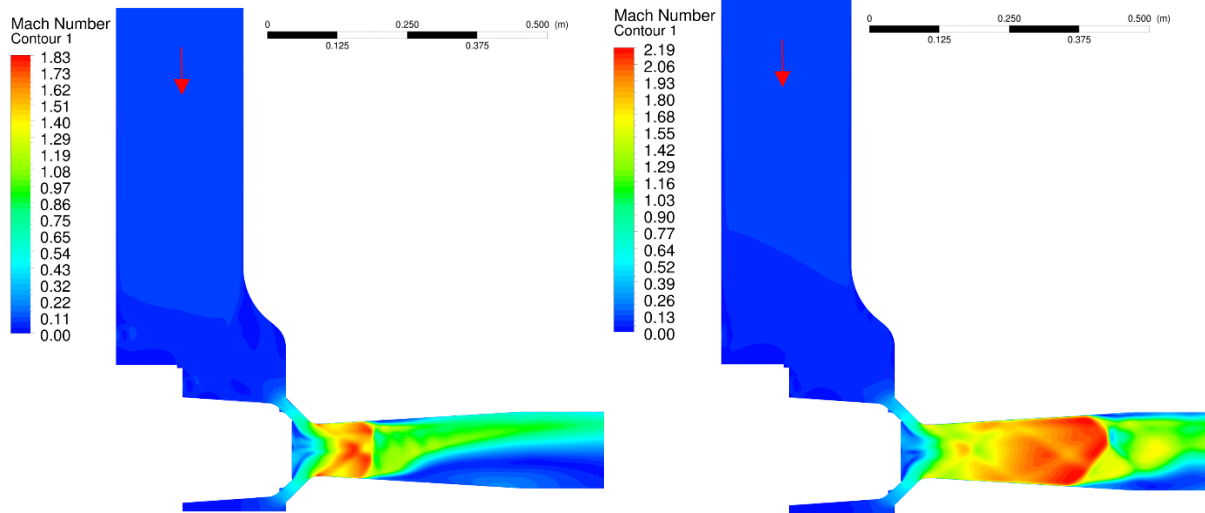


Obr. 134: Grafické výstupy numerické simulace pro $h/D_0 = 0,04$ [47]

Poněkud odlišný obraz se objevuje při vyšším zdvihu, kdy oddělený proud z protilehlých stěn začíná neprodleně po odtržení interagovat, až dojde ke spojení obou proudů viz. obr. 135 - a), b). Při dalším snižování tlakového poměru dochází ke vzniku šikmých rázových vln a rovněž i Prandtl-Mayerových vln viz. obr. 135 - c), d). Je-li omezující průtočnou plochou hrdlo difuzoru, tak dojde k zaplnění celého kanálu hrdla již při vyšších tlakových poměrech. Při snížení tlakového poměru dojde opět k tvorbě rázových vln a rovněž i Prandtl-Mayerových vln viz. obr. 136 - a). Při dalším snižování protitlaku dochází k přesouvání zmíněných rázových a Prandtl-Mayerových vln směrem k výstupu difuzoru blíže obr. 136 - b). Zobrazené grafické výstupy však nepostihují nestacionární děje, ale pouze aktuální topologii proudění v daný okamžik výpočtu. Při analýze dat je však tento nedostatek eliminován několika výpočty za stejných okrajových podmínek, kdy lze sledovat, jak se topologie proudění mění a vyvíjí.



Obr. 135: Grafické výstupy numerické simulace pro $h/D_0 = 0,12$ [47]



a) rozložení Machova čísla
pro $p_2/p_0 = 0,4$

b) rozložení Machova čísla
pro $p_2/p_0 = 0,2$

Obr. 136: Grafické výstupy numerické simulace pro $h/D_0 = 0,3$ [47]

10 Přínos disertační práce a doporučení do budoucna

Přínosem disertační práce je shrnutí dosavadních poznatků z oblasti regulačních ventilů parních turbín. Jsou prezentovány výsledky jak z numerických výpočtů, tak i z experimentálního výzkumu.

Přidaná hodnota disertační práce je ve výsledcích získaných prostřednictvím experimentálního výzkumu nestacionarit v difuzoru turbínového ventilu. Nejprve jsou analyzovány výsledky 2D modelu vzduchového ventilu provedeného na experimentální základně CKTI v Petrohradě. Výzkum byl proveden s využitím vizuální metody (Schlierova metoda), statických odběrů tlaku, akcelerometrů a tenzometrů. Poznatky získané z výzkumu lze shrnout do několika bodů:

- Nejnižší tlak ve ventilu se vyskytuje v okolí hrdla difuzoru. S poklesem výstupního tlaku klesá i tlak v hrdle difuzoru. Po dosažení kritického tlakového poměru v hrdle ventilu tj. mezi sedlem ventilu a kuželkou, dochází k výraznějšímu poklesu tlaku v hrdle difuzoru.
- Při určitém zdvihu kuželky a tlakovém poměru na ventilu dochází k odtržení proudu od stěny difuzoru. Odtržení se projevuje skokovým nárůstem tlaku v hrdle difuzoru. Přídavný proud odlehčovací páry nemá výraznější vliv na aerodynamické parametry, při nichž k odtržení proudu dochází.
- Dojde-li k odtržení proudu, dochází k ovlivnění tlaků na všech obtékaných plochách difuzoru i na povrchu dna kuželky. Rozložení tlaku po obvodu kuželky není konstantní. Na kuželku působí jak tahové, tak i ohybové síly. Při odtržení proudu jsou budící síly nejvýraznější.
- Vibrace ventilů jsou odvislé od tlakového poměru a závisí zejména na stavech, při nichž se vyskytují nadzvukové rychlosti. Intenzita vibrací závisí též na hmotnostním průtoku. Při startu turbíny převládá vliv transsonického proudění. Při jmenovitém provozu je rozhodující vliv hmotnostního průtoku ventilem.

Výzkum ÚT AVČR na modelu 2D ventilu ukazuje, že řízené vefukování v okolí hrdla difuzoru napomáhá k přilnutí proudu ke stěně a rovněž proud stabilizuje, takže proud je odolný vůči odtržení. Dále je zjištěno, že změna drsnosti, která je provedena nalepením brusných papírů nemá výrazný vliv na změnu charakteru proudění. Do budoucna by bylo dobré zaměřit se na vefukování do mezní vrstvy s konkrétním konstrukčním návrhem 3D modelu ventilu.

Další přínosy předkládané disertační práce vycházejí z poznatků získaných z experimentů 3D modelu vzduchového ventilu. Výzkum je realizován na experimentální základně v DSPW. Jedním z nejvýznamnějších poznatků je definování oblastí, ve kterých dochází k proudění bez výraznějšího výskytu nestacionarit, s výraznějším výskytem nestacionarit a oblast s postupným útlumem výskytu nestacionarit. Zejména již zmiňovaná oblast s výraznějším výskytem nestacionarit je nejen nebezpečná, ale také neekonomická, neboť při odtrženém proudění dochází k výraznějším energetickým ztrátám. Tato práce jasně ukazuje spojitost odtržení proudu s nárůstem pulzací o jistých frekvencích. Odtržení je zřetelné z časového záznamu pořízeného pomocí rychlé tlakové sondy. Získané poznatky týkající se frekvencí a amplitud jsou zaneseny do průtokové charakteristiky ventilu. Definováním frekvencí spojovaných s přechodovým prouděním poukazuje tato práce i na možnosti, jak diagnostikovat odtržené proudění bez invazivního zásahu do tělesa ventilu. Odtržení lze zřejmě identifikovat například pomocí akcelerometrů pevně spojených s tělem ventilu. V práci

je popsána i metoda vhodná pro identifikaci odtrženého proudění ze signálu, který obsahuje parazitní šum.

Mezi měřené veličiny získané z experimentu se řadí měření relativních posuvů vřetena ventilu. Nestacionarity přenášené z proudu na vřeteno jsou opět zaneseny do průtokové charakteristiky. Pomocí tenzometrů je objeveno časově proměnlivé namáhání vřetena, kdy tenzometry na jedné straně vřetena jsou namáhány na tlak a na protější straně vřetena na tah. Vše zřejmě nasvědčuje tomu, že vřeteno je namáháno na ohyb. V disertační práci je prezentován silový účinek na kuželku. Vynesen je rozdíl střední hodnoty síly (před/po odtržení) v závislosti na poměrném zdvihu. Z výsledků je zřejmé, že kuželka je nejvíce namáhána, dojde-li při nízkém zdvihu k odtržení proudu od stěny. Kapitola zabývající se silovým působením na kuželku popisuje také flukтуаční složky stabilizační síly před a po odtržení proudu od stěny.

Do průtokové charakteristiky ventilu je zanesena oblast kritického tlakového poměru v hrdle difuzoru. Právě při přechodu do nadzvukového proudění vznikají ty nejvýraznější poruchy a tímto přechodem je právě nejvýrazněji ovlivněno vřeteno. Je provedena počítačová simulace proudění ve ventilu a s porovnáním se simulací lze odvodit, k jakým jevům dochází pod kuželkou ventilu.

Při poměrném zdvihu $h/D_0 = 0,16$ až $h/D_0 = 0,22$ dochází k poruchám průtokové křivky regulačního ventilu. Tyto poruchy jsou zřejmě způsobené změnou kritické plochy, přičemž kritickou plochou může být buď hrdlo ventilu, nebo hrdlo difuzoru.

Hlavním a snad nejdůležitějším přínosem disertační práce je potvrzení, že provozní charakteristika turbíny se nachází mimo oblast s největšími poruchami a tedy mimo oblast se zvýšenými vibracemi, kdy ještě nedochází k odtržení proudu od stěny. Tento závěr je nejlépe patrný z obr. 128. Toto konstatování samozřejmě platí pouze pro rozsah měřených zdvihů.

Do budoucna je doporučeno umístit na vřeteno tenzometrickou růžici, aby bylo možné monitorovat působení sil v axiálním a laterálním směru. Rovněž by bylo v budoucnu užitečné osadit vřeteno pohonem a měřit dynamiku nestacionarit v čase a případnou hysterezi při otevírání a zavírání ventilu. Mimo to by bylo přínosné ověřit vliv rychlosti zdvihu v závislosti na vzniku nestacionarit. Je nutné provést měření s nižšími tlakovými poměry a zdvihy, než bylo provedeno doposud. Bylo by užitečné zjistit, zda odtrhávání proudu od stěny dochází po obvodě hrdla difuzoru ve stejný okamžik a při stejných podmínkách. Toto měření lze uskutečnit osazením rychlých převodníků tlaku po obvodě hrdla a pomocí vzájemné korelace zjistit trhání mezní vrstvy v jednotlivých kvadrátech.

V současné době je trend zlevňovat komponenty ventilu. Přístupuje se k variantě turbínového ventilu bez síta. Havárií měřicího zařízení nebylo možné doměřit variantu bez síta dle původního plánu. Bylo by tedy vhodné provést podobnou spektrální analýzu, jaká byla provedena výše i pro variantu ventilu bez síta, aby se vyvrátil vliv nestacionarit v okolí provozní charakteristiky turbíny, a tím by se tak potvrdil stabilní a bezproblémový provoz. Odstraněním síta může dojít k narušení symetričnosti tlakového pole v komoře ventilu, které by mohlo vést k výskytu poruch.

Obrovským přínosem by bezesporu byl výzkum na modelu s více komorami, ze kterého by bylo zřejmé vzájemné ovlivňování jednotlivých komor. Dalším přínosem by rovněž byl výzkum věnující se traverzové regulaci, která se stále uplatňuje u turbín nižších výkonů, jakožto levné a jednoduché konstrukční řešení regulace parních turbín.

11 Závěr

Předložená disertační práce je zaměřena na problematiku turbínových regulačních ventilů. Ventily parních turbín jsou důležitým regulačním prvkem elektrárny. Kapitola 3 se zabývá obecným úvodem do oblasti regulačních ventilů. Je zde zmíněna jejich funkce, účel, dělení a například i způsoby regulace. Turbínové ventily pracují při extrémních podmínkách, jako je vysoký tlak a teplota. Bohužel je s nimi spjata řada provozních problémů. Nepříznivé jevy, jež se mohou objevovat při provozu turbínových ventilů, jsou nastíněny v kapitole 4. Přehled některých konstrukčních řešení aplikovaných na regulační ventily, které napomáhají k bezproblémovému provozu ventilů, jsou popsány v této tezi kapitolou 5. Nicméně zmíněné úpravy nejsou kompletním sborníkem všech možných návrhů ventilů, ale pouze postihují řadu frekventovaných konstrukčních řešení, přičemž mnohé z nich mají velmi pozitivní přínos a jsou již aplikovány do praxe. Nová konstrukční řešení jsou výsledkem zejména numerických simulací, experimentálních metod a empiricky získaných zkušeností. Přes všechna zmíněná opatření, a přestože je problematice věnována takováto pozornost, se nestability ve ventilech stále vyskytují. Některými již realizovanými projekty, které jsou spjaté s výskytem nestacionarit uvnitř turbínových ventilů, se zabývá kapitola 6. Z výše uvedeného je evidentní, že problematika regulačních ventilů parních turbín je velmi obsáhlá, komplikovaná a zároveň aktuální. Proto je stále důležité zaměřovat se na výzkumy regulačních ventilů. Hlubší poznání jevů vyskytujících se v průtočné části regulačních ventilů by mělo přispět k dokonalejšímu návrhu nových bezproblémových a aerodynamicky vhodných ventilů s co možná nejmenší tlakovou ztrátou. Aby bylo tohoto stavu dosaženo, tak je nutné udržet proud přilnutý ke stěně bez tlakových pulzací, bez šikmých rázových vln, které mohou způsobit odtržení a změnu směru proudu. Odtržený proud může směřovat do středu difuzoru a případně ovlivňovat protilehlou stranu difuzoru. Pokud tyto neblahé jevy nelze některými úpravami přímo odstranit, tak je nutné je co nejvíce omezit. K větší provozní spolehlivosti přispívá zejména volba rovného dna kuželky, zvětšení poloměru v přechodu ze sedla ventilu do difuzoru a též menší úhel rozevření difuzoru a konfuzoru. Je prokázán i příznivý vliv ochranného síta ve ventilové komoře [2].

Předpokládá se, že na děje, které probíhají ve ventilu, mají vliv nejen tvarové charakteristiky jako je tvar kuželky, tvar sedla, poloměr difuzoru, ale také rychlost proudění. Z disertační práce vyplývá, že výrazný vliv má zejména velikost zdvihu a tlakový poměr. Samotného původce nestacionarit lze pravděpodobně nalézt v blízkosti stěny a tím je odtrhávání mezní vrstvy. Ve ventilu tak mohou po odtržení vznikat periodické oscilace. Při vysokých amplitudách periodických dějů může dojít k poškození kuželky, popřípadě pomocných komponent ventilu.

V kapitole 7 jsou prezentovány výsledky získané optickou metodou na 2D vzduchovém modelu ventilu. V úvodu kapitoly je popsána geometrie a měřicí místa modelu. Součástí kapitoly jsou i jednoduché numerické výpočty. Je zde rozbor monitorovaných tlaků a rovněž i údajů získaných optickou metodou a hodnot obdržných z akcelerometrů. Vizualizace proudění poodhalila fyzikální jevy nastávající při proudění difuzorem. Přínos výzkumu je v určení přilnuté a odtržené oblasti. Je zde také analyzován vliv vefukování šterbinami do mezní vrstvy. Mimo to jsou zde ukázány jevy, jimiž je charakteristické odtržení proudu od stěny.

Stěžejní výzkum je proveden na podtlakové vzduchové experimentální trati společnosti DSPW. Práce se v kapitole 8 nejprve zabývá konstrukčním uspořádáním modelu, jednotlivými měřicími místy a kalibrací některých sond a tenzometrů. V následující části práce byla popsána procedura měření. Model je osazen řadou statických odběrů tlaku, měřících sond, tenzometrů, akcelerometrů, měření teplot, polohy atd. Velmi zajímavé poznatky byly zjištěny z rychlé tlakové sondy, určené k měření okamžité hodnoty tlaku. Podobně zajímavé informace byly zjištěny i z tenzometrů a akcelerometrů. Data získané z jednotlivých měření byly následně uspořádány v časové oblasti. Vyvrcholením práce je zapracovávání získaných hodnot s využitím frekvenční analýzy. Následně je proveden rozbor výsledků, kde jsou analyzovány data z jednotlivých odběrů, sond a jiné instrumentace. Analýza dat proběhla jak v časové, tak i ve frekvenční oblasti. V kapitole vyhodnocení jsou uspořádány a zobecněny získané poznatky. Ve zmíněné kapitole jsou tyto poznatky přeneseny do průtokových charakteristik ventilu. Jsou zde k vidění oblasti s přilnutým a odtrženým prouděním. Nedílnou součástí disertační práce je rovněž odhad nejistot měření.

Poslední část disertační práce se věnuje přehledu numerických výpočtů vytvořených pro interní účely v DSPW. Tyto numerické výpočty podhalují topologii proudění v příčném řezu ventilu, který byl experimentálně měřen.

Je prokázáno, že za určitých podmínek dochází ke vzniku intenzivních pulzací a je důležité se právě této oblasti vyhnout v celém zdvihu ventilu. Důležitým objevem je potvrzení, že provozní charakteristika turbíny se nachází mimo oblast největších poruch v rozsahu měřených zdvihů. Kuželka ventilu je vystavena zvýšeným silovým účinkům při nižších zdvizích a při odtržení proudu od stěny. Ukazuje se, že dochází k výrazné změně ve výchylce fluktuční složky stabilizační síly v případě, že dojde k odtržení proudu. Změna je výraznější s nižším zdvihem kuželky. Změna drsnosti povrchu kuželky, vstupního kanálu a difuzoru nemá výrazný vliv na charakter proudění. Vefukování do mezní vrstvy má za jistých podmínek příznivý účinek na přilnuté proudění ve ventilu. Bypassový výtok z odlehčovací kuželky dle upravené konstrukce nemá výraznější vliv na proudění v difuzoru. Odtržené proudění se projevuje skokovým nárůstem tlaku v časové oblasti a širokopásmovým buzením ve frekvenční oblasti s výraznějšími složkami do 500Hz a v oblasti okolo 3000Hz. Nižší zdvihy se při odtržení proudu projevují pouze jedním skokovým nárůstem tlaku. Při zdvizích větších je při pozorování tlaku v hrdle zřetelně vidět několik menších skokových nárůstů. Odtržení proudu může mít charakter trvalého odtržení nebo odtržení s následným znovupřilnutím. Odtržení s následným znovupřilnutím je děj stochastický, který nelze nikterak predikovat. Při nižších zdvizích je průtok ventilem omezen hrdlem ventilu. Při vyšších zdvizích je průtok ventilem omezen hrdlem difuzoru. Přechod mezi těmito dvěma hrdly se projevuje pokřivením průtokové charakteristiky.

Dalším z přínosů této práce je poskytnout nastoupivším kolegům, kteří budou měřící trať používat k rozšíření poznatků o turbínových regulačních ventilech jakýsi návod, jak postupovat před zahájením výzkumu, jak výzkum provádět a kterou cestou je možné se vydat, aby bylo dosaženo co nejdětailnějšího poznání.

12 Citovaná literatura a zdroje

- [1] DOMNICK, C.; BEDRA, F., DOHMEN H., MUSH Ch., Numerical investigation on the time-variant flow field and dynamic forces acting in steam turbine inlet valves – ASME Turbo Expo 2014, Siemens Energy, Dusseldorf, June 16-20, 2014 {1}
- [2] ŠŤASTNÝ, M.; BEDNÁŘ, L., TAJČ L., KOLÁŘ M., MARTINŮ P., MATAS R. Pulsating flows in the inlet of a nuclear steam turbine – 5th European Conference on Turbomachinery, Škoda Energo, TechSoft Engineering Praha, ZČU, Praha, 2003 {2}
- [3] TAJČ, L.; BEDNÁŘ, L., MAKAROV A., Regulační ventily s tvarovaným kanálem a podpíchnutou kuželkou – Škoda Energo, Plzeň, 2001 {4}
- [4] LI-FEI ZENG; GUAN-WEI LIU, JING-RU MAO, SHUN-SEN WANG, QI YUAN, HAO YUAN, KAI-GE WANG, JUN-JIE ZHANG, YA-TAO XU, Flow-induced vibration and noise in control valve – ,Mechanical Engineering Science, Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, PR China, Shenhua Guohua (Beijing) Electric Power Research Institute Co. Ltd, 2015 {5}
- [5] BEDNÁŘ, L., TAJČ L., Dynamické namáhání ventilů trámcové regulace parních turbín –Škoda Power, Plzeň {6}
- [6] BEDNÁŘ, L., TAJČ L., PAŠEK R., Rychlostní pole v regulačních ventilech s různě tvarovanou kuželkou – Škoda Power, Plzeň {7}
- [7] GUANWEI LIU, SHUNSEN WANG, HUI GUO, JINGRU MAO, ZHENPING FENG, XIAOWEI XIANG., Investigation on flow characteristics and stability of control valves for steam turbines – ASME Turbo Expo 2008, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China, June 9-13, 2008 {9}
- [8] DOMNICK, C.; BEDRA, F., DOHMEN H., MUSH Ch., BRILLERT F., Improving the design of steam turbine inlet valves by numerical methods for enhanced part load operation – 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, University of Duisburg-Essen, Siemens AG, Madrid, March 23-27, 2015 {10}
- [9] YONEZAWA, K.; TOYOHIRA, Y., NAGASHIMA T., TSUJIMOTO Y., TEZUKA K., MORI M., MORITA R., INADA F., An experimental study of unsteady transonic flow in a steam control valve with simple model – Journal of environment and engineering, Osaka University, Central research institute of electric power industry, Japan, 2010 {15}
- [10] YONEZAWA, K.; TOYOHIRA, Y., NAGASHIMA T., TSUJIMOTO Y., TEZUKA K., MORI M., MORITA R., INADA F., An experimental study of unsteady transonic flow in a steam control valve with simple model – Journal of environment and engineering, Osaka University, Central research institute of electric power industry, Japan, 2010 {16}
- [11] CLARI, M.; POLKLAS, T., JOOS F., Three dimensional flow in the diffuser of a steam turbine control valve – ASME Turbo Expo 2011, Helmut Schmidt University, Man Diesel and Turbo SE, Vancouver, June 6-10, 2011 {17}
- [12] MARŠÍK, F., Šíření vln a nelineární jevy v disipativních systémech, Praha, 1990
- [13] KLEMSA, J., Regulace a automatizace energetických centrál, Plzeň, Cvičební texty KKE
- [14] KRAJÍC, L., Parní turbíny a příslušenství, 2011
- [15] BEČVÁŘ, J. a kolektiv, Tepelné turbíny, SNTL Nakladatelství technické literatury Praha, 1968

- [16] ЗАРЯНКИН А, Механика несжимаемых и сжимаемых жидкостей, ЗАО “Издательский дом МЭИ” ,111250, Москва 2014
- [17] ЗАРЯНКИН А, Е., СИМОНОВ Б. П., Регулирующие и стопорнорегулирующие клапаны паровых турбин, ISBN 5-7046-1143-5, 2005
- [18] LINHART, J. Termomechanika - stručné texty. Plzeň : ZČU.
- [19] ДЕЙЧ М. Е., Техническая газодинамика, издание второе, nakladatelství Государственное Энергетическое Издательство, Moskva-Leningrad, 1961
- [20] AMBROŽ J., BÉM K., BUDLOVSKÝ J., MÁLEK B., ZAJÍC V., Parní turbíny II – konstrukce, regulace a provoz, Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1956
- [21] ŠKOPEK J., Parní turbína – Tepelný a pevnostní výpočet, ISBN, ZČU/KKE, Plzeň 2003
- [22] TAJČ L., BEDNÁŘ L., MATAS R., Interakce tekutiny a kuželek regulačních ventilů; Modelování a měření interakcí v mechanice, Vědeckotechnické společnosti ŠKODA, Nečtiny 2008
- [23] ŠŤASTNÝ M., BRICH J., POLANSKÝ J., Numerical modelling of the steam flow through a balanced control valve, Škoda turbíny s.r.o., Plzeň
- [24] TAJČ L. A KOLEKTIV, Poznatky o proudění v regulačních ventilech parních turbín – různá konstrukční provedení (VZTP 1036), Doosan Škoda Power, Plzeň 2008
- [25] ŠŤASTNÝ M., BEDNÁŘ, L., TAJČ L., KOLÁŘ P., MARTINŮ P., MATAS R. , Pulsating Flows in the Inlet of a Nuclear Steam Turbine, 5th European conference on Turbomachinery, Prague, 2003
- [26] ŠŤASTNÝ M., Snížení vibrací regulačních ventilů a potrubí za ventily parní turbíny 1000MW v ČEZ, a.s. jaderná elektrárna Temelín, Závěrečná technická zpráva - Plzeň 2002
- [27] DOMNICK, C.; WALLAT, S., BRILLERT D., MUSH Ch., A test ring to study fluid structure interactions in a steam turbine valve – ASME Turbo Expo 2018, Siemens Energy, Oslo, June 11-15, 2018 {1}
- [28] ЗАРЯНКИН А, ЛАВЫРЕВ И.Н., ЦАУЛОВ В.В, ЧЕРКАСОВ М.А, Дроссельно-регулирующий клапан для паровых турбин с большим объемным расходом рабочих сред, 111250, Москва 2018
- [29] PROCHÁZKA P., URUBA V., Bistable flow occurrence in the 2d model of a steam turbine valve 36th Meeting of Departments of Fluid Mechanics and Thermodynamics 16th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow - PSE 2017, Plzeň 2017
- [30] MICZÁN M., Silové poměry a rozbor tlakových ztrát v odlehčeném regulačním ventilu parní turbíny, disertační práce ČVUT Praha, 2016
- [31] MICZÁN, M., BEDNÁŘ, L., TAJČ, L., KOVANDOVÁ, D. Experimentální ověření sil působících na kuželku a vřeteno ventilu odlehčeného regulačního ventilu Škoda bez ochranného síta, Výzkumná zpráva DSPW, VZTP 1065. Plzeň, 2014
- [32] KOČÁRNÍK P.: Výzkum v oblasti regulačních ventilů, Výzkumná zpráva ČVUT Praha, 2015
- [33] KOČÁRNÍK P.: Výzkum v oblasti regulačních ventilů, Výzkumná zpráva ČVUT Praha, 2016
- [34] TŮMA J., Zpracování signálů z mechanických systémů užitím fft, ISBN 80-901936-1-7, Štramberk 1997
- [35] URUBA V., Metody analýzy signálů při studiu nestacionárních jevů v proudících tekutinách, Habilitační práce, ČVUT Praha, 2006

- [36] KOLLROSS P., TAJČ L., FELDBERG L., Modeling of flow in a diffuser of turbine control valve with balancing plug, 2019, Experimental fluid mechanics 2019, TU Liberec
- [37] KOLLROSS P., TAJČ L., An experimental research of the DSPW steam turbine control valve, 2019, 18th Conference of Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Mechanics, KKE/ZČU 2019
- [38] ZUTH D., VDOLEČEK F., Měření vibrací ve vibrodiagnostice, AUTOMA-časopis pro automatizační techniku, 2010, ročník 16, číslo 1, ISSN 1210-9592
- [39] PALEŇČÁR R., VDOLEČEK F., HALAJ M., Nejistoty v měření I: vyjadřování nejistot, AUTOMA-časopis pro automatizační techniku, 2001, ročník 7, číslo 7-8
- [40] SEDLÁK K., Statistické zpracování experimentálně získaných primárních dat, Výzkumná zpráva VZTP1131a, 18.5.2018, Doosan Škoda Power
- [41] SEDLÁK K., Odhad nejistot měření tlaku při uvažování celého měřicího řetězce, Výzkumná zpráva TZTP0887, 2.4.2014, Doosan Škoda Power
- [42] SEDLÁK K., HOZNEDL M., BEDNÁŘ L., Rozbor a odhad nejistot měření účinnosti experimentální turbíny T1MW, Výzkumná zpráva VZTP0888, 3.7.2014, Doosan Škoda Power
- [43] SEDLÁK K., Odhad nejistot měření teploty při uvažování celého měřicího řetězce, Výzkumná zpráva TZTP0886, 3.1.2014, Doosan Škoda Power
- [44] MIKYŠKOVÁ-T. M., Měření průtoku tekutin štkícími orgány – manual k výrobnímu program společnosti MATTECH, s.r.o, červen 2015
- [45] LUXA, M., ŠIMURDA, D., Interní zpráva Akademie věd pro DSPW, Nový Knín, 2017
- [46] LIŠKA J., Stochastické normování v časo-frekvenční oblasti, Přednášky z předmětu Zpracování signálu, ZČU Plzeň, 2019
- [47] SLÁMA V., Interní numerické výpočty DSPW, Plzeň, 2019
- [48] PROCHÁZKA P., URUBA V., Bistable flow occurrence in the 2D model of a steam turbine valve, 16th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow, KKE/ZČU 2017
- [49] URUBA V., Physical modelling axisymmetric diffusors by plane models, 16th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow, KKE/ZČU 2017
- [50] URUBA V., PROCHÁZKA P., SKÁLA V., PIV měření 2D modelu ventilu DOOSAN s řízením proudění, AV Praha, Ústav termomechaniky 2017
- [51] KÁŠ M., Analýza vibrací parního ventilu ze signálů absolutního chvění, Diplomová práce, Fakulta aplikovaných věd, ZČU Plzeň, 2016
- [52] LOWRY J. G., RIEBE J. M., Campbell J. P., The jet-augmented flap, Institute of the Aeronautical sciences paper, 1957

Internetové zdroje:

- [130] <http://russianpatents.com/patent/224/2243433.html>, 26.6.2017
- [131] ŠKORPÍK J., <http://www.transformacni-technologie.cz/41.html>, 29.9.2017
- [132] ŠKORPÍK J., <http://www.transformacni-technologie.cz/37.html>, 20.7.2017
- [133] Ekosoftware s.r.o., <https://www.ekosoftware.cz>, 23.2.2019
- [134] The MathWorks, Inc., Copyright 2012
<https://www.mathworks.com/examples/signal/mw/signal-ex25094093-the-modified-periodogram>, 2.3.2019
- [135] K.M.A. DÍAZ, J.M.F. ORO, E.B. MARIGORTA, Cylindrical three-hole pressure probe calibration for large angular range, Universidad de Oviedo, Área de Mecánica de Fluidos, Campus de Viesques, 33271, Gijón (Asturias), Spain, 2009, <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0955598608000708>, 12.5.2019
- [136] National Instruments, Understanding FFTs and Windowing
<http://download.ni.com/evaluation/pxi/Understanding%20FFTs%20and%20Windowing.pdf>, 25.7.2019

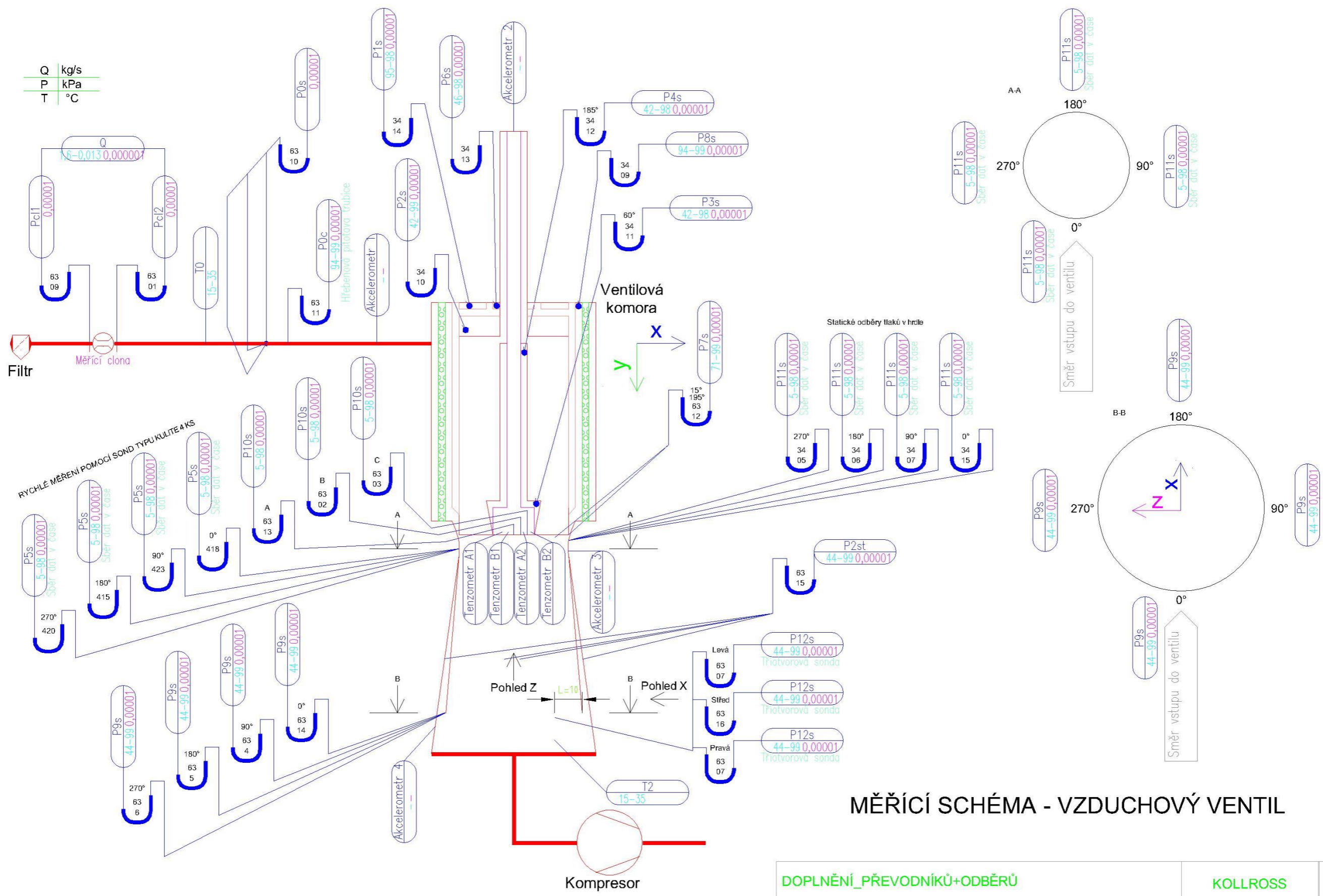
13 Seznam publikovaných prací doktoranda

- [1] KOLLROSS P., Optimalizace průtočné části parní turbíny, 2016, 15th Conference of Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Mechanics, KKE/ZČU 2016
- [2] KOLLROSS P., Introduction to flow instability in turbine control valve, 2017, 16th Conference of Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Mechanics, KKE/ZČU 2017
- [3] PANUŠKA M., TAJČ L., KOLLROSS P., The effect of a strainer in the control valve of the steam turbine, 2018, 17th Conference of Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Mechanics, KKE/ZČU 2018
- [4] KOLLROSS P., TAJČ L., An experimental research of the DSPW steam turbine control valve, 2019, 18th Conference of Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Mechanics, KKE/ZČU 2019
- [5] KOLLROSS P., TAJČ L., FELDBERG L., Modeling of flow in a diffuser of turbine control valve with balancing plug, 2019, Experimental fluid mechanics 2019, TU Liberec

PŘÍLOHA A

Měřící schéma modelu parního ventilu

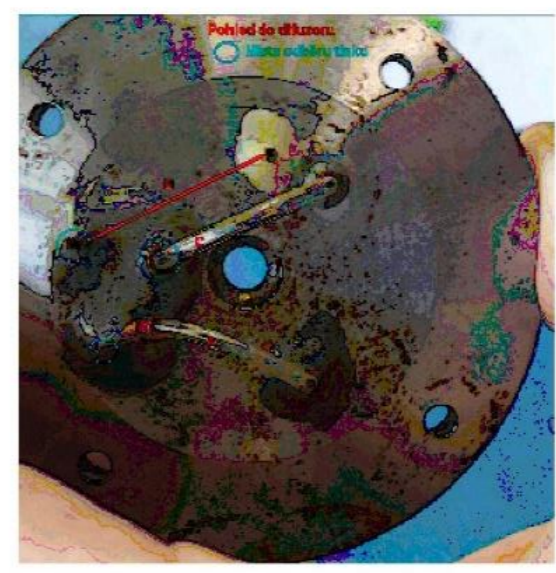
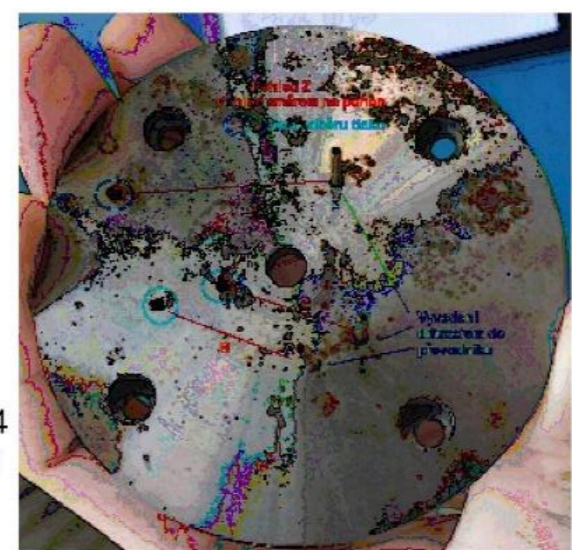
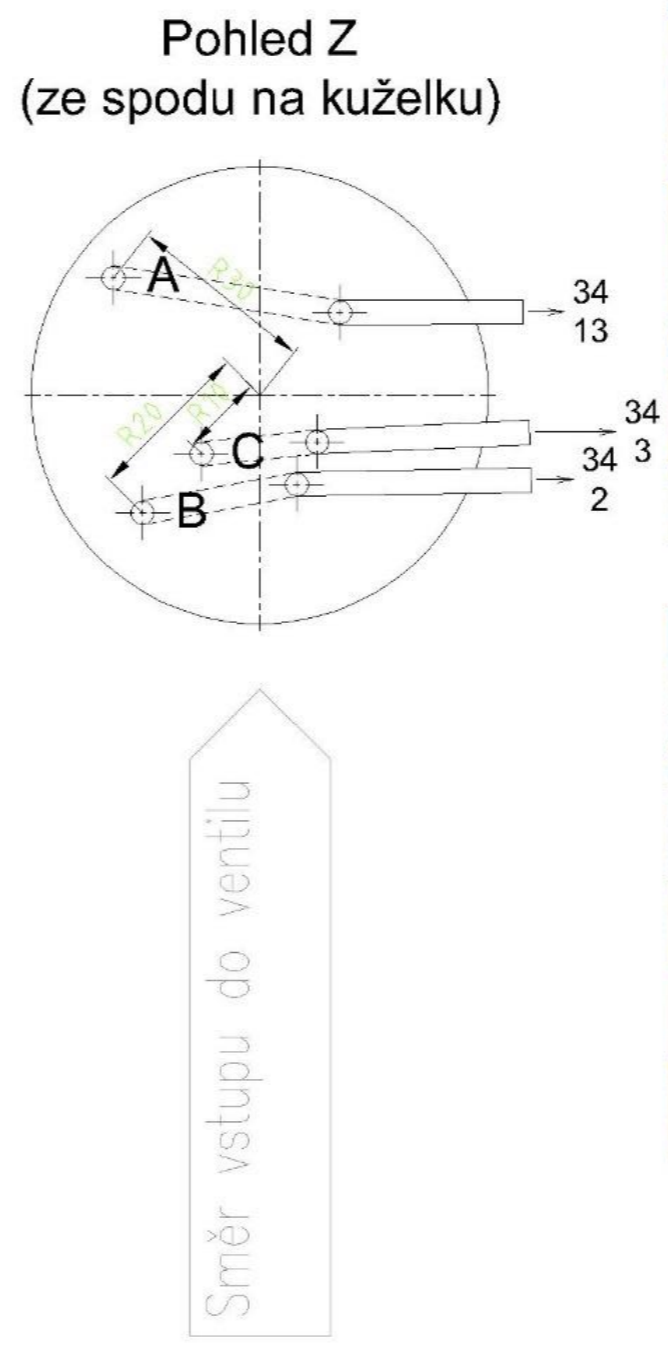
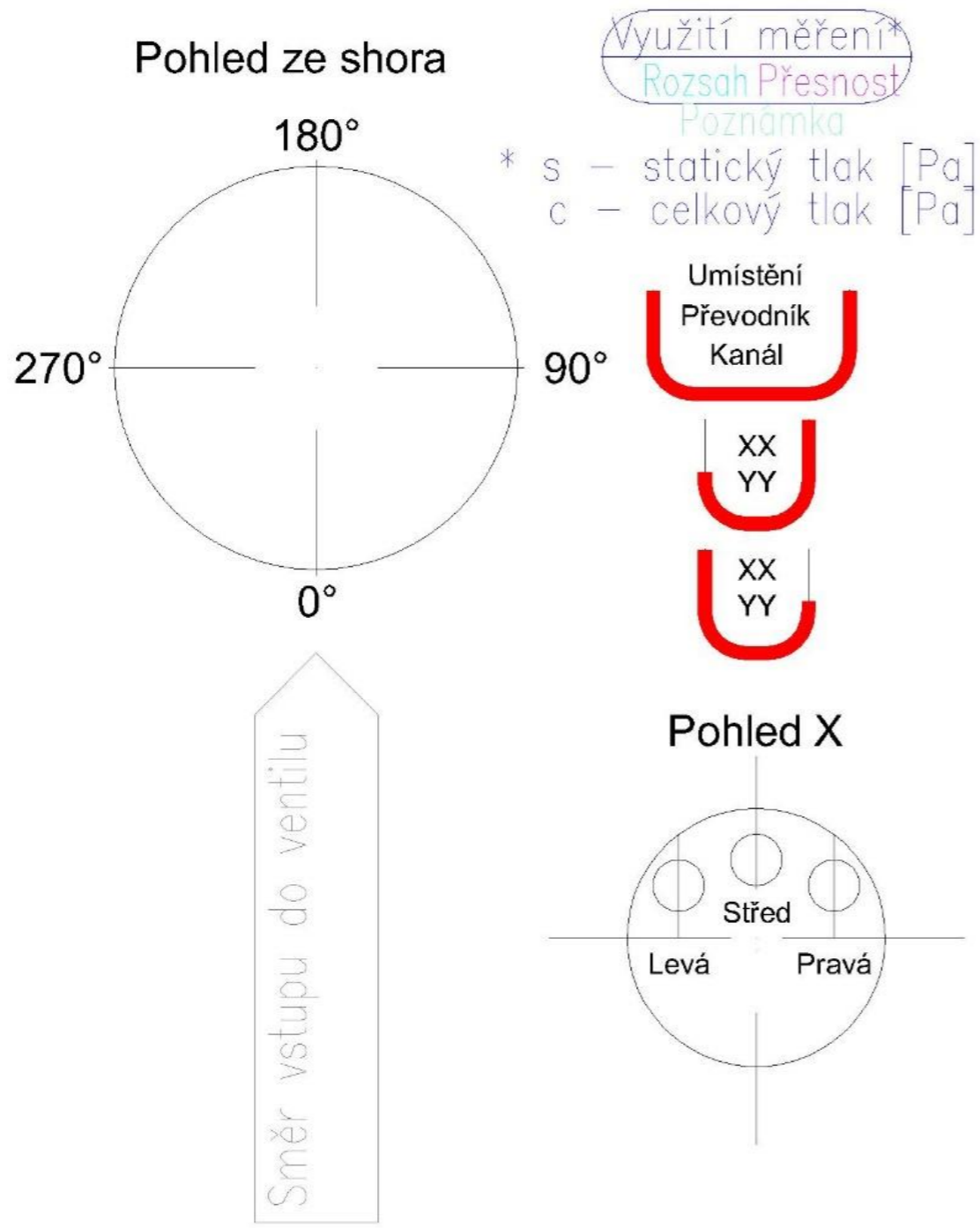
Q kg/s
P kPa
T °C



Převodníky: 10.29.90.34 = 34
10.29.90.63 = 63

MĚŘÍCÍ SCHÉMA - VZDUCHOVÝ VENTIL

DOPLNĚNÍ_PŘEVODNÍKŮ+ODBĚŘŮ	KOLLROSS	c
PŘIDÁNÝ_TLAKY_NA_VNĚJŠÍM_DIFUZORU	KOLLROSS	b
AKCELEROMETRY	KOLLROSS	a
Popis změny Nature of Revision	Vypracoval Elaborated by	Rev.



MĚŘÍCÍ SCHÉMA - VZDUCHOVÝ VENTIL

ZNAČENÍ	KOLLROSS	b
AKCELEROMETRY	KOLLROSS	a
Popis změny Nature of Revision	Vypracoval Elaborated by	Rev.