



CFD MODELING OF THE RADIALLY SYMMETRIC REINFORCED EXHAUST SYSTEM (REEXS)

Vladimír KREJČÍ, Miroslav JÍCHA*

Summary: This paper focuses on CFD modelling associated with reinforced exhaust system (REEXS) that is known as Aaberg suction hood. Two turbulence models have been used to see their impact on the flow instability and oscillations of the injected air. The paper also describes influence of some geometrical characteristic of the hood on the resulting flow pattern and operational stability as well as operating hood parameters which are specified with a momentum ratio (inflow to outflow).

1. ÚVOD

V současné době je velmi diskutovanou otázkou kvalita životního prostředí. Do této oblasti samozřejmě zapadá i prostředí pracovní. Jeho kvalita nám zajišťuje nejen vysoký standard pohodlí na pracovišti, ale také velmi úzce souvisí s naším zdravím (v práci strávíme ne nepodstatnou část života) a navíc tato kvalita pracovního prostředí může výrazně ovlivňovat vlastní výrobní proces.

V průmyslu je častým problémem lokální uvolňování škodlivin. Škodlivinou může být plyn, aerosol, prach, teplo aj. [1]. Tyto látky je z pracovního prostoru nutno odvádět takovou měrou, aby byla zajištěna hygienická nezávadnost zóny pobytu pracujících osob. Nastolená situace se obvykle řeší použitím lokálního odsávání, které je umístěno co nejbližší zdroje škodliviny. Tento způsob zajišťuje svojí cíleností odvod jen nezbytně nutného množství znečištěného vzduchu čímž je výhodnější než celkové větrání.

Problematika lokálního odsávání má však také svá úskalí jež tkví především v malém dosahu odtahu. Sací nástavec je pak částí, která svojí polohou významně zasahuje a omezuje pracovní prostor vlastní technologie. V tomto článku je zkoumán Aabergův sací nástavec (REEXS), který tuto nepříjemnou vlastnost klasických sacích nástavců eliminuje.

2. POPIS GEOMETRIE ŘEŠENÉ OBLASTI A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

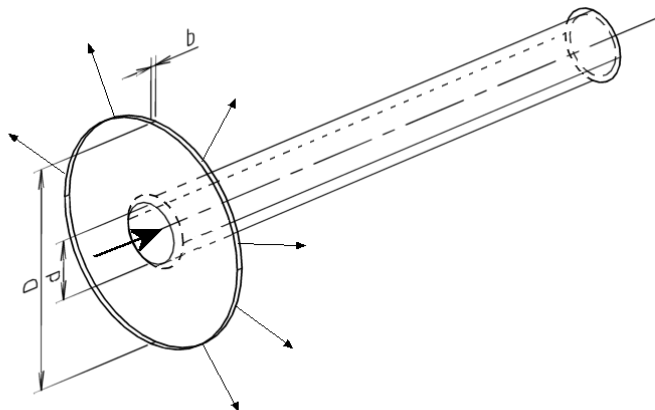
Jelikož na našem pracovišti probíhá současně s matematickým modelováním zesílených vzduchotechnických odtahů také výzkum experimentální vycházejí základní geometrické charakteristiky sacího nástavce (jako průměr odsávacího otvoru, průměr příruby), vyšetřovaného v tomto článku, z rozměrů tohoto díla.

Modelovaný Aabergův nástavec je tvořen odsávacím potrubím a přívodní přírubou viz.obr.1. Po obvodu příruby je štěrbin, kterou je do oblasti přiváděn vzduch. Konkrétní rozměry nástavce jsou uvedeny v další kapitole, protože jsou předmětem hlubšího zkoumání. Takto vzniklá clona vymezuje odsávaný prostor a tím zvyšuje dosah sání ve srovnání s klasickým sacím nástavcem, který je nucen

* Ing. Vladimír Krejčí, Prof. Ing. Miroslav Jícha, CSc., Odbor termomechaniky a techniky prostředí, EU FSI VUT v Brně, Technická 2, 61669 Brno, Tel.: 05/41143264, 05/41143271, E – mail : krejci@dt.fme.vutbr.cz, jicha@dt.fme.vutbr.cz

odvádět vzduch ze všech směrů, tzn. i s prostoru za sacím nástavcem. Aabergův nástavec je umístěn do středu válcové výpočtové oblasti o průměru 6 m a délce rovněž 6 m. Tato velikost výpočtové oblasti byla nutná k potlačení vlivu okrajových podmínek na chování proudění v blízkém okolí nástavce (vyústky).

Vzhledem k charakteru proudění bylo možno řešenou oblast zjednodušit a vytvořit tak model osově symetrický, který je daleko méně výpočtově náročný. Množství odsávaného vzduchu je zadáno odváděným hmotnostním tokem a podobně je tomu u přiváděného vzduchu. Na vnějších okrajích výpočtové oblasti je podmínka simulující volný prostor vzhledem k průmyslovému použití v rozlehlých halách.



Obr.1: Geometrie Aabergova sacího nástavce s charakteristickými rozměry

3. ŘEŠENÉ VARIANTY

Abychom získali hlubší informace o chování vyústky za různých podmínek bylo nutno vytvořit několik geometrických variant, které pak byly vystaveny proměnným provozním podmínkám proudění. V našem případě jsme vytvořili geometrické varianty lišící se průměrem přivodní příruby D ($\varnothing 200$ mm, 250 mm, 300 mm) a šířkou šterbiny b (4 mm, 6 mm, 8 mm). Pro každou z těchto devíti geometrických variant bylo zkoumáno 8 provozních stavů. Bližší informace ohledně značení jednotlivých variant a parametrů poskytuje následující tabulka č.1. Přičemž varianta č.1 byla zvolena jako základní a vůči ní bylo prováděno porovnávání s ostatními. Tato varianta je význačná tím, že je prakticky realizována na našem pracovišti. Důležitou provozní charakteristikou vyústky je poměr hybností přiváděného a odváděného vzduchu $I[-]$, který je dán vztahem (3.1).

$$I = \frac{\dot{m}_{in} \cdot u_{in}}{\dot{m}_{out} \cdot u_{out}} \quad (3.1)$$

Kde \dot{m}_{in} je hmotnostní tok přiváděného vzduchu, \dot{m}_{out} je hmotnostní tok vzduchu odváděného, u_{in} je rychlost přiváděného vzduchu, u_{out} je rychlost odváděného.

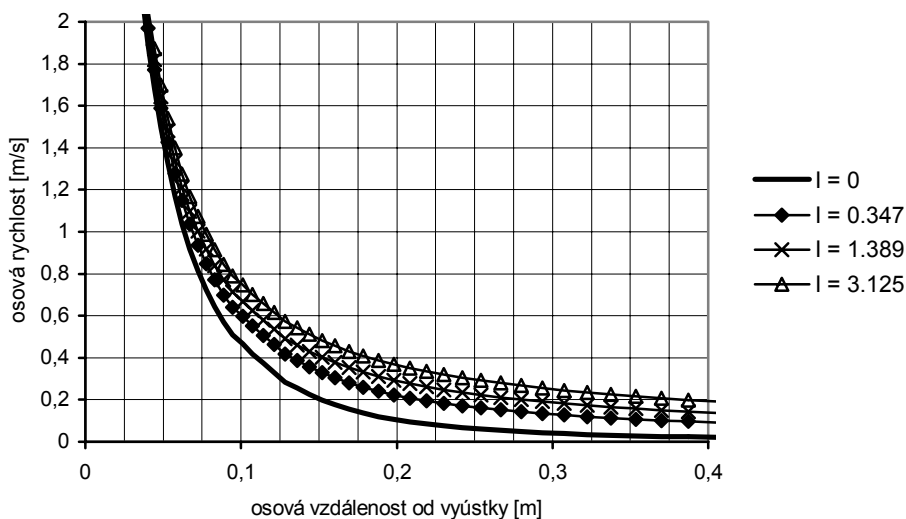
Podle [2] je poměr hybností parametrem, který nejlépe vystihuje jak geometrické vlastnosti tak provozní podmínky. Z toho důvodu bylo nutné stanovit u první varianty tyto poměry, které jsou pak dodrženy u všech zbývajících variant s tím, že u zbývajících je měněno množství přiváděného vzduchu tak, aby byl tento poměr dodržen. Snahou přitom bylo dodržet konstantní odsávané množství vzduchu z důvodu srovnatelnosti s nástavcem, který jen odsává.

Tabulka č.1: Geometrické a průtokové poměry pro řešené varianty

Číslo varianty	Charakteristický rozměr [mm]	Objemový tok [m^3/hod]								
			I = 0	0,347	1,389	3,125	0	0,103	0,413	0,930
1	D = 200 (průměr příruby)	Přívod	0	50	100	150	0	50	100	150
	b = 4 (šířka štěrbin)	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220
2	D = 200	Přívod	0	61	122	184	0	61	122	184
	b = 6	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220
3	D = 200	Přívod	0	71	141	212	0	71	141	212
	b = 8	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220
4	D = 250	Přívod	0	56	112	168	0	56	112	168
	b = 4	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220
5	D = 250	Přívod	0	68	137	205	0	68	137	205
	b = 6	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220
6	D = 250	Přívod	0	79	158	237	0	79	158	237
	b = 8	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220
7	D = 300	Přívod	0	61	122	184	0	61	122	184
	b = 4	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220
8	D = 300	Přívod	0	75	150	225	0	75	150	225
	b = 6	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220
9	D = 300	Přívod	0	87	173	260	0	87	173	260
	b = 8	Odvod	120	120	120	120	220	220	220	220

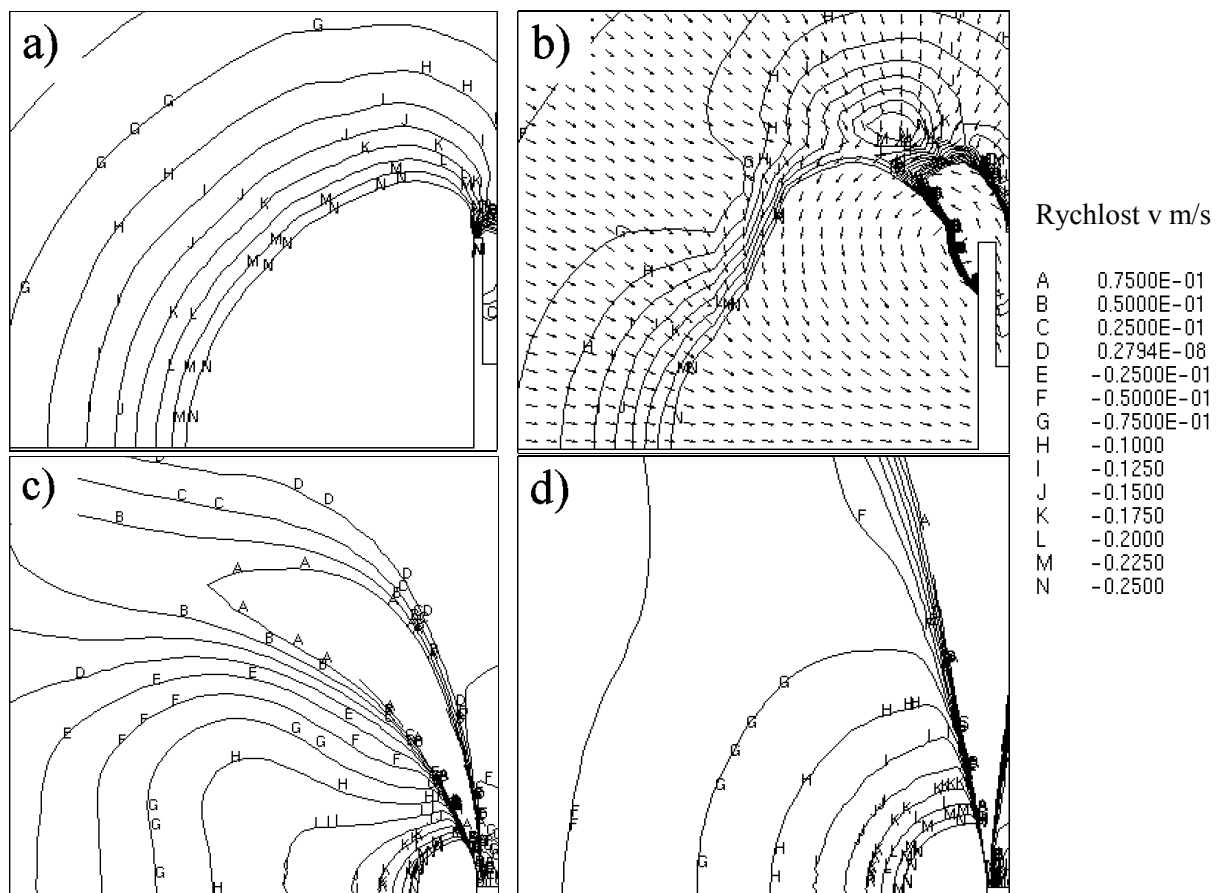
4. DISKUSE VÝSLEDKŮ

V grafu na obr.2 je vidět příznivý vliv přívodu vzduchu na snížení poklesu osové rychlosti vzduchu vtažovaného sacím nástavcem a tím na zvýšení dosahu odsávání.



Obr.2: Osová rychlost vzduchu před vyústkou pro různé poměry hybností přiváděného a odváděného vzduchu I [-] u varianty č.1

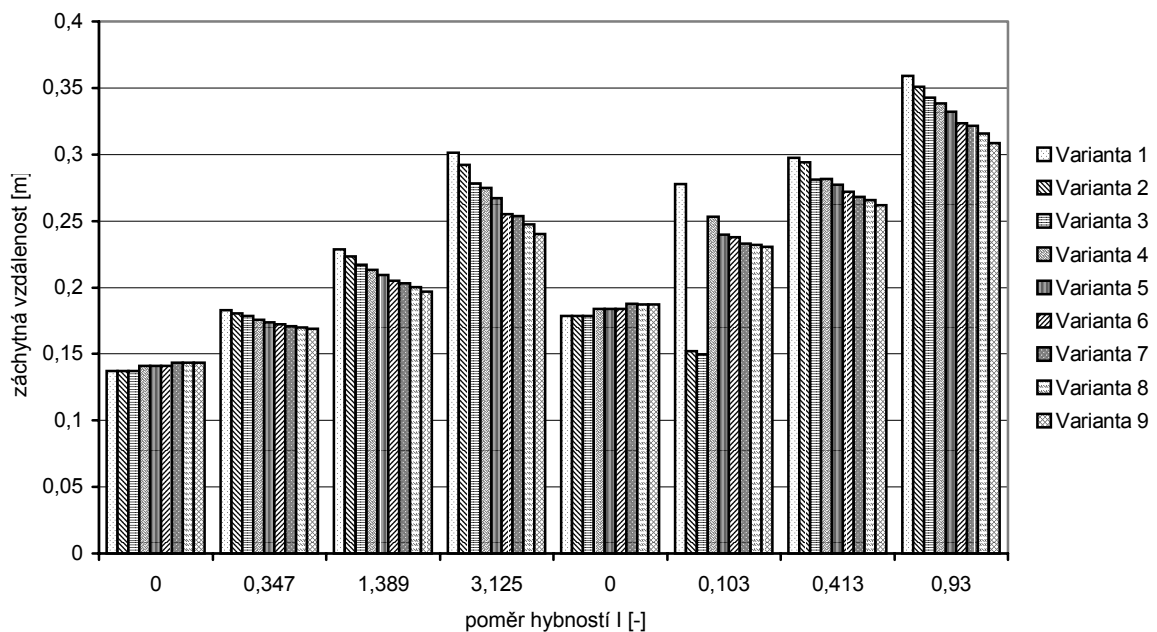
Obr.3 nám ukazuje některé situace, které mohou při odsávání nastat. První z nich (obr.3a) je vzorovou situací při odsávání bez použití posilujícího účinku přiváděného proudu vzduchu. Na obr.3b nastává hydraulický zkrat pro poměr hybností proudů $I = 0,103$ (varianta č.3, průměr příruby $D = 200$ mm, šířka přivodní štěrby $b = 6$ mm). Tento výsledek se dal očekávat protože pro nízké hodnoty tohoto poměru má přivodní proud velmi malou možnost prosadit se. Obr.3c ovšem již naznačuje, že původní úvaha o jediném určujícím parametru je nevhodná, protože pro stejný poměr hybností $0,103$, ale jinou geometrií (např. $D = 200$ mm a $b = 4$ mm), dostáváme rychlostní pole výrazně jiné a z hlediska provozu nástavce ne zcela nevhodné, jak potvrzuje [3], který se zabýval vlivem sklonu přiváděného proudu vůči ose nástavce. Naopak zde dochází k velmi silnému prohnutí (odklonu) přiváděného proudu, které má za následek prudký nárůst záchytné vzdálenosti, ve které je sací rychlost rovna $0,25$ m/s [2], i při relativně malém přiváděném množství vzduchu. S dále rostoucím průměrem příruby se odklon proudu od kolmice k ose nástavce zmenšuje a možnost zkratu se snižuje; přiváděný proud je již mimo dosah sání. Jestliže pro poměr hybností $I = 0,103$ by mohly být jisté pochybnosti o stabilitě přiváděného proudu (potažmo provozu nástavce) pak u poměru $I = 0,930$ je již přívod tak silný, že prochází celou oblastí téměř neovlivněn viz. obr.3d.



Obr.3: Zobrazení radiální rychlosti ve sférických souřadnicích s počátkem ve středu odsávacího otvoru:

- a) provoz samotného odsávání (varianta č.1; $I = 0$)
- b) hydraulický zkrat (varianta č.3; $I = 0,103$)
- c) odklon přiváděného radiálního proudu (varianta č.1; $I = 0,103$)
- d) velmi silný radiální proud (varianta č.3; $I = 0,930$)

Jak bylo naznačeno výše poměr hybností I není zjevně jediným parametrem, který vystihuje chod zesíleného sacího nástavce. Podle provedených výpočtů, viz. obr.4, se projevuje závislost mezi průměrem příruby a dosahem odsávání, který je charakterizován tzv. záchytnou vzdáleností. Toto vyobrazení lze rozdělit na dvě poloviny (pravou a levou) podle odsávaného množství vzduchu. V případech z levé poloviny bylo odváděno $120 \text{ m}^3/\text{h}$ vzduchu a v pravé půli $220 \text{ m}^3/\text{h}$. S rostoucím průměrem příruby vzrůstá záchytná vzdálenost pro všechny případy, které pracují klasicky tj. jen odsávají (toto je vidět v grafu pro hodnoty $I = 0$). V případě, že začne nástavec využívat přívodního proudu je tato závislost opačná. Ačkoli je v poměru hybností I zahrnut i poměr průměru sacího otvoru ku průměru příruby ukazuje se, že poměr I popisuje provozní vlastnosti nástavce nepřesně. U variant č.2 a č.3 pro poměr hybností $I = 0,103$ nastává hydraulický zkrat ačkoli u ostatních variant se radiální proud jen odklání od roviny příruby (obr.3.c), ale jak se příruba zvětšuje tento odklon se zmenšuje.



Obr.4: Porovnání dosažených záchytných vzdáleností v závislosti na poměru hybností I přiváděného a odváděného vzduchu (v levé polovině grafu bylo odváděno $120 \text{ m}^3/\text{h}$; v pravé $220 \text{ m}^3/\text{h}$)

Jak bylo uvedeno výše bylo také provedeno porovnání několika modelů turbulence z pohledu modelování nestabilit proudění spojených s přiváděným radiálním proudem. Vhodný model turbulence by měl postihnout to, že při odsávání dochází jen k prostorově velmi malému vývinu turbulence (i když velké svými hodnotami, jak u kinetické energie turbulence tak u rychlosti její disipace), a sice v místech na hranách v okolí příruby, kde jsou značné lokální gradienty všech počítaných veličin, ale ve zbytku výpočtové oblasti jsou parametry turbulence téměř nulové. Konkrétně bylo použito $k-\epsilon$ RNG (Renormalisation group) modelu turbulence a LES (Large Eddy Simulation). Toto porovnání bylo ale provedeno zatím jen pro sací stav u varianty č.7 a ukázalo se, že oba modely jsou rovnocenné, tj. dávají výsledky jak po kvalitativní tak po kvantitativní stránce téměř shodné. Jediný pozorovaný rozdíl byl u pole turbulentní viskozity, kdy RNG model pomaleji reagoval a prosazoval její změny. Nicméně, je důležité, že tento rozdíl neměl vliv na výsledné proudové pole.

5. ZÁVĚR A PODĚKOVÁNÍ

Z provedených základních výpočtů je zřejmé, že poměr hybností I není úplně vhodným co by měřítko kvality provozu Aabergova sacího nástavce, protože je ovlivňován geometrií nástavce. Pokud zachováme průměr odsávacího otvoru a zvětšujeme průměr příruby pak pro stejný poměr hybností I dochází ke snižování zachytné vzdálenosti. Naopak budeme-li přírubu zmenšovat vystavujeme se riziku hydraulického zkratu a tím snížení zachytné vzdálenosti pod hranici dosaženou pro $I = 0$, tzn. stav, při kterém zařízení pouze odsává. Odklon přívodního proudu pozorovaný pro malé poměry hybností velmi příznivě ovlivňuje dosah odsávání a je navíc výhodný i z hlediska energetického protože není nutné velké množství přiváděného vzduchu.

Práce vznikla s podporou výzkumného záměru MSM 262100001.

6. REFERENCES

- [1] Chyský, J., Hemzal, K. a kol.: Větrání a klimatizace, technický průvodce 31, Bolit, Brno 1993
- [2] Hunt, G.R.: The fluid mechanics of the Aaberg exhaust hood. PhD thesis, University of Leeds, Leeds, 1994
- [3] Gubler, D., Moser, A.: Tuning of Reinforced Extract System by Computational Fluid Dynamics. Proceedings of 6th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, Helsinki, pp. 104 – 107, 2000