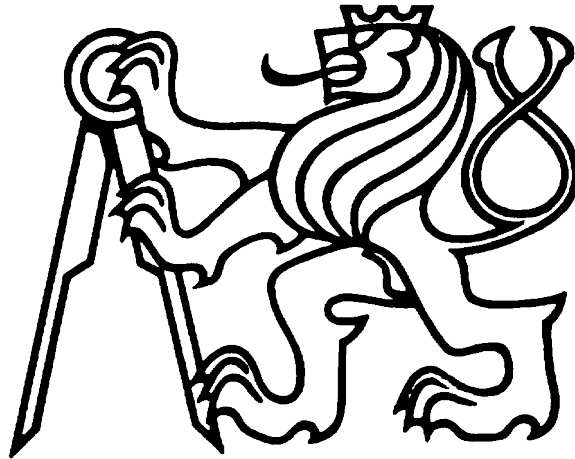


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V
PRAZE

Fakulta strojní



**Výzkum proudění směsi ve spalovacím prostoru
vozidlového čtyřválcového zážehového motoru**

**Research of in-cylinder flow for the case of
automotive 4-cylinder SI engine**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Jonáš Valský

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: doc. Ing. Oldřich Vítek Ph.D.

Praha 2017

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Valský** Jméno: **Jonáš** Osobní číslo: **408946**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Výzkum proudění směsi ve spalovacím prostoru vozidlového čtyřválcového zážehového motoru.

Název diplomové práce anglicky:

Research of in-cylinder flow for the case of automotive 4-cylinder SI engine.

Pokyny pro vypracování:

Upravte existující spalovací prostor (motor Škoda 1.5 MPI) se zaměřením na tvar antidetonační stěrbiny - zhodnoťte možnosti pro tvorbu radiálního víru (squish) a vliv na stav proudového pole ve válci (hlavně poblíž HÚ). Provedte rešerži této problematiky. Realizujte statickou profukovací zkoušku sacích kanálů s ohledem na průtokové součinitele a vírová čísla. Propočítejte sací a kompresní zdvih (dynamický výpočet) a srovnajte stav rozvíření náplně válce vůči datům ze statické profukovací zkoušky. Otestujte různé modely turbulence, různou hrubost sítě a různé nastavení pro modelování mezí vrstvy. Navrhněte různé konstrukční varianty s cílem maximalizovat úroveň turbulence poblíž HÚ.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


doc. Ing. Oldřich Vítek Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

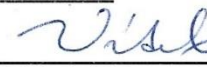
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2017**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce

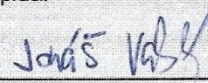

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

25.4.2017
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Abstrakt

Práce pojednává o problematice náplně válce, o jejích základních pohybech, průtokových a vírových vlastnostech sacích kanálů a o samotných vírových číslech. Dále je v práci zpracována simulace statické profukovací zkoušky včetně detailního popisu postupu práce s programem AVL FIRE i následného vyhodnocení vírových čísel. Dále se práce zabývá dynamickými simulacemi, vlivem konstrukčních úprav spalovacího prostoru a tvaru koruny pístu na proudové pole, vírová čísla a Turbulentní kinetickou energii. Poslední část práce pojednává o výsledcích z 0D a 3D přístupů a o jejich vzájemném porovnání.

Klíčová slova:

Průtokový součinitel, Tumble Ratio, Swirl Ratio, Turbulentní kinetická energie, CFD, model turbulence

Abstract

This thesis deals with problematics of in-cylinder flow, flow and vortex properties of intake channels and vortex numbers itself. In following part the thesis presents simulations of steady flow benchmark including detailed description of work procedure in software AVL FIRE and following evaluation of vortex numbers. In following chapter the thesis deals with dynamic simulations and with influence of geometric modifications of combustion chamber and piston crown on flow field, vortex numbers and Turbulence Kinetic Energy. In last section thesis presents a comparison of results between 0D and 3D approaches.

Key words:

Flow Coefficient, Tumble Ratio, Swirl Ratio, Turbulence Kinetic Energy, CFD, Turbulence Model

Bibliografická citace této práce

VALSKÝ, Jonáš. Výzkum proudění směsi ve spalovacím prostoru vozidlového čtyřválcového zážehového motoru. PRAHA, 2017. Diplomová práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE Fakulta strojní. Vedoucí práce doc. Ing. Oldřich Vítek Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

V Praze dne
.....
podpis

Poděkování

Úvodem bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Oldřichu Vítkovi Ph.D. za cenné informace a rady při řešení této práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Hatschbachovi CSc. za odborné rady s definicemi vírových čísel a panu Ing. Radku Tichánkovi Ph.D. za cenné rady s vytvářením výpočetních objemových sítí.

Dále bych chtěl poděkovat odborníkům ze ŠKODA AUTO a.s. panu Ing. Tomáši Hanouskovi a panu Ing. Marku Slovákovi za cenné rady při vedení této práce.

Obsah

1.	Úvod	8
2.	Problematika dějů ve spalovacím prostoru.....	9
2.1	Turbulentní proudění	9
2.2	Proudové pole ve válci.....	11
3.	Definice základních vlastností kanálů	11
3.1	Průtokový součinitel	11
3.2	Vírové číslo	12
4.	Základní pohyby náplně válce.....	12
4.1	Vtokový proud	12
4.2	Tečná rotace	13
4.2.1	Numerická simulace tečné rotace	13
4.3	Tumble	16
4.4	Radiální vír („squish“)	17
5.	Statické simulace	19
5.1	Příprava na provedení výpočetní profukovací zkoušky.....	19
5.1.1	Příprava geometrie pro import do prostředí AVL FIRE.....	20
5.1.2	Příprava pro vytvoření objemové výpočetní sítě	21
5.1.3	Nastavení pro vytvoření objemové sítě	21
5.1.4	Nastavení prvního výpočtu	22
5.2	Optimalizace výpočetní sítě.....	23
5.3	Výsledky průtoku.....	25
5.3.1	Přepočet na průtokový součinitel.....	26
5.4	Srovnání modelů turbulence	28
5.4.1	$k-\varepsilon$	28
5.4.2	$k-\zeta-f$	28
5.4.3	LES (Large Eddy Simulation)	29
5.4.4	PANS (Partially Averaged Navier Stokes).....	29
5.5	Moment hybnosti, tok momentu hybnosti a moment setrvačnosti	30
5.6	Stanovení vírových čísel.....	31
5.6.1	Stanovení Tumble pomocí momentu hybnosti	31
5.6.2	Stanovení Tumble pomocí toku momentu hybnosti.....	33
5.6.3	Stanovení Swirl pomocí momentu hybnosti.....	35
5.6.4	Stanovení Swirl pomocí toku momentu hybnosti.....	36
6.	Dynamické simulace.....	39

6.1	Vliv geometrie na proudění	39
6.2	Příprava pro dynamickou simulaci	42
6.2.1	Příprava v programu CREO 2.....	42
6.2.2	Příprava v programu AVL FIRE	42
6.3	Nastavení pro vytvoření sítě	45
6.4	Nastavení výpočtu.....	45
6.5	Konstrukční úpravy spalovacího prostoru a koruny pístu	47
6.6	Vyhodnocení vírových čísel při dynamickém výpočtu	50
6.6.1	Stanovení Tumble.....	50
6.6.2	Stanovení Swirl.....	55
6.7	Srovnání dynamických výpočtů se statickými.....	57
6.8	Vliv víru Squish na proudové pole	58
6.9	Turbulentní kinetická energie	60
6.10	Plnicí účinnost.....	62
7.	Simulace proudění při otevřeném pouze jednom ventilu	63
7.1	Vliv uzavření jednoho sacího ventilu na Swirl Ratio	64
7.2	Vliv uzavření jednoho sacího ventilu na Tumble Ratio	67
8.	Srovnání výsledků z 3D simulací s výsledky z programu GT Power	70
8.1	Varianta s oběma otevřenými ventily	70
8.2	Varianta s jedním otevřeným ventilem.....	74
9.	Závěr.....	78
	Literatura a zdroje.....	79
	Seznam obrázků.....	80
	Seznam grafů	81
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	82
	Seznam příloh	83

1. Úvod

Vývoj spalovacích motorů se již od nepaměti zabývá zvyšováním měrných výkonů, snižováním měrné spotřeby paliva a v poslední době také vlivem provozu spalovacích motorů na životní prostředí. Řešení se musí hledat v optimalizaci jednotlivých přeměn energie celého energetického řetězce, od přívodu paliva do spalovacího prostoru, až po mechanickou energii na výstupním hřídeli motoru. Účinnost, s jakou využijeme přivedenou energii obsaženou v palivu, je závislá na podmínkách, při kterých probíhá spalovací proces. To je ve značné míře ovlivněno způsobem tvorby směsi paliva se vzduchem.

Vozidlový spalovací motor pracuje v širokém rozmezí otáček a zatížení. Požadavek optimální funkce a tím co nejvyšší účinnosti vyžaduje co možná nejdokonalejší přípravu směsi ke spalování za všech podmínek provozu motoru.

V první řadě požadujeme co největší naplnění válce, protože obsah kyslíku ve vzduchu ve spalovacím prostoru přímo ovlivňuje energii, kterou můžeme získat spalováním. Přivedenou energii můžeme nejlépe využít pouze tehdy, jestliže zajistíme co nejdokonalejší spalování paliva se vzduchem. To znamená, že musíme ve velmi krátkém časovém intervalu umožnit, aby každá částice paliva měla k dispozici správné množství kyslíku k proběhnutí reakce. Optimalizace proudového pole vede ke zvýšení rychlosti hoření a zlepšení přenosových jevů, tj. přenos hmotnosti, hybnosti a tepla. Výsledek je ovšem závislý na způsobu přívodu paliva, podmínkách odpařování a průběhu hoření. Po proběhnutí spalovacího procesu je třeba zajistit co nejlepší vypláchnutí spálených plynů z prostoru válce. Vzhledem k různým způsobům tvoření směsi v různých typech motorů není možné univerzálně stanovit ideální vlastnosti proudového pole ve válci, ale je možná optimalizace s ohledem na konkrétní podmínky způsobu spalování pro daný typ motoru. [1]

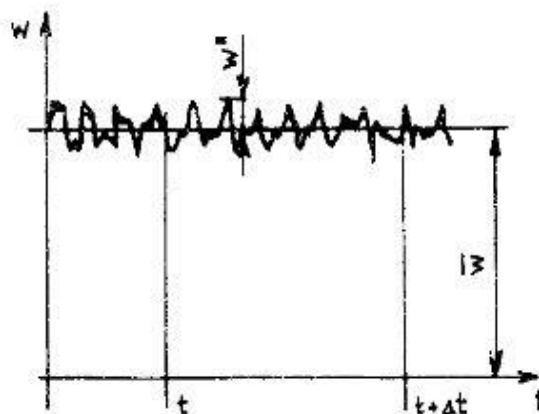
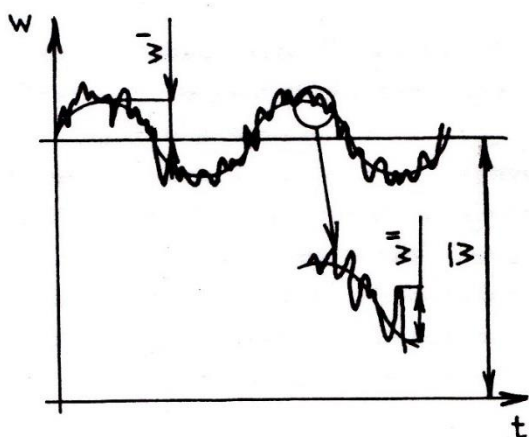
2. Problematika dějů ve spalovacím prostoru

K popisu dějů problematiky výměny náplně válce spalovacího prostoru motoru je nutné aplikovat poznatky celé řady vědních oborů. Musíme se zabývat vnitřní aerodynamikou výměny náplně válce, obecněji dynamikou plynů. Realita je taková, že se jedná o prostorové proudění tekutin-plynů složitých vlastností. To, že je proudění turbulentní, znamená, že všechny sledované veličiny jsou funkcí prostorových souřadnic a času. Úplný popis teoretickými prostředky není v současné době možný, proto vytváříme zjednodušené modely proudění, které se co nejlépe snaží objasnit složité děje. Tím získáme podklady pro empirické korekce teoretických výpočtů složitého modelu nestacionárního proudění (např. stanovení okrajových podmínek stacionárním měřením proudových polí ve válci při nátoku z reálné hlavy válců). [1]

2.1 Turbulentní proudění

Tekutina může proudit dvěma kvalitativně zcela rozdílnými typy proudění – laminární a turbulentní. Rozmezí je dáno přechodovou oblastí v okolí kritického Reynoldsova čísla Re_k . V laminární oblasti proudění, tj. $Re < Re_k$, jsou nestability proudu tlumeny viskozitou tekutiny. Se zvyšováním rychlosti proudění přejde do turbulentní oblasti, pro kterou je typická fluktuace všech veličin. Jedná se o časově a prostorově proměnný pohyb tekutiny s nahodilými změnami rychlosti proudu, tlaku, hustoty a teploty. Odchylky okamžitých hodnot od středních, určených za dostatečně dlouhý časový interval, nazýváme fluktuace. Problematiku turbulence dosud nelze exaktně počítat, proto se využívá metod statistické matematiky a vhodné způsoby modelování turbulentního proudění. [1]

Základní vyšetřovanou veličinou v jednotlivých místech proudového pole je rychlost, protože ta ovlivňuje fyzikální procesy. Turbulence není vlastností tekutiny, ale jejího pohybu. Vyznačuje se především vírovým pohybem tekutiny, který vzniká účinkem momentu, vyvolaným tečnými napětími ve smykové vrstvě. [1]



Obrázek 2.1 Rychlost při periodickém proudění; obrázek převzat z [1] Obrázek 2.2 Turbulentní rychlost; obrázek převzat z [1]

Střední hodnota rychlosti

$$\bar{w} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} w dt \quad (2.1)$$

Okamžitá hodnota rychlosti

$$w = \bar{w} + w^I \quad (2.2)$$

kde w^I je flukтуаční rychlost.

Střední hodnota fluktuací

$$\bar{w}^{II} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} w^{II} dt = 0 \quad (2.3)$$

V případě zřetelné periodicity dle obr. 2.1 pak okamžitou rychlost analyzujeme ve tvaru

$$w = \bar{w} + w^I + w^{II} \quad (2.4)$$

kde: \bar{w} - časově střední složka
 w^I - organizovaná proměnná složka
 w^{II} - chaotická fluktuace

Spíše se však zaměříme na turbulenci ve válci spalovacího motoru. V principu se jedná o vytvoření vhodných podmínek pro spalovací proces, který se skládá z kinetické a difuzní části hoření. Naším zájmem je zvětšení difuzní části a zvýšení rychlosti difuze reagentů, což lze turbulencí výrazně ovlivnit. Z dosavadních znalostí vyplývá, že v okamžiku zápalu směsi je požadavek na vyšší úroveň turbulence. Turbulence má však příliš krátkou životnost a vždy je spojena se značnou disipací energie. K tomu, aby se turbulence udržela, potřebuje trvalý přísun energie, kterou odnímá proudovému poli ve válci. To je důvod, proč se snažíme v průběhu sání a komprese záměrně vyvolávat velké uspořádané vírové struktury. Ty procházejí vlastním vývojem v průběhu sání a komprese a předávají postupně svojí energii vírům. Snahou je vytvoření tak velkých vírů, aby na konci komprese byla zajištěna dostatečná úroveň turbulence.
[1]

2.2 Proudové pole ve válci

Proudové pole ve válci spalovacího motoru můžeme definovat následovně:

1. Přirozené – je dáno samotným charakterem funkce motoru (plnění, komprese, expanze a výfuk) a souvisí s požadovanou funkcí rozvodových orgánů, pohybem pístu, kompresní a tlakovou vlnou při hoření a nerovnoměrným rozložením teplot z hoření.
2. Řízeně vytvořené – to můžeme ovlivnit provedením sacího potrubí a sacích kanálů, vstřikovací soustavou, tvarem a polohou spalovacího prostoru, výfukovými kanály a výfukovým potrubím. K tomu přistupuje vliv dynamického nestacionárního průtoku při výměně náplně válce.

3. Definice základních vlastností kanálů

Stav proudového pole ve válci souvisí s vlastnostmi plnicích a výfukových systémů motoru. V první řadě nás zajímá plnicí účinnost. Hodnotícím parametrem je mimo jiné průtokový součinitel, který vyjadřuje tlakové ztráty průtoku, buď pro samotné sací kanály hlavy válců nebo celého plnicího systému.

Druhou vlastností sacích kanálů je schopnost vytvořit tečnou nebo příčnou rotaci náplně válce. Poloha, velikost a intenzita vírového útvaru je závislá na řadě faktorů. Stav, který je vyvozen natékajícím množstvím vzduchu do válce, můžeme definovat jako funkci sacího potrubí, sacích kanálů a jejich vzájemného postavení, průběhu zdvihu ventilu, časování rozvodu a tlaku plnicího vzduchu.

To vše má vliv na:

- plnicí účinnost
- promíchání paliva se vzduchem
- rychlost hoření a šíření plamene
- kvalitu spalování [1]

3.1 Průtokový součinitel

Základními rovnicemi pro průtok mezi dvěma průřezy jsou rovnice kontinuity, vyjadřující hmotnostní tok trubici a Bernoulliova rovnice pohybová, která v diferenciálním tvaru vyjadřuje energii jednotlivých členů. Jestliže zvažujeme idealizované proudění, lze použít následujících rovnic.

$$S \cdot \rho \cdot w = konst \tag{3.1}$$

$$\frac{\Delta w^2}{2} + \Delta h \cdot g + \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta A + \Delta E = 0 \tag{3.2}$$

Zde jednotlivé členy vyjadřují energii kinetickou, potenciální a tlakovou, dále mechanickou práci proudícího plynu na okolí a tepelnou energii, která je dána přeměnou části mechanické energie třením na teplo. [1]

Průtokový součinitel μ je dán poměrem skutečného protékajícího množství a teoretického množství při bezztrátovém průtoku ideální tekutiny.

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (3.3)$$

Na velikosti průtokového součinitele se v případě průtoku u spalovacích motorů podílí vlastní kanál, provedení ventilu a jeho sedla a poloha ventilu vzhledem ke stěně válce. V průřezu mezi ventilem a sedlem se projevuje změna součinitele kontrakce ε .

$$\varepsilon = \frac{S_s}{S_v} \quad (3.4)$$

Ten je definován jako poměr skutečného průřezu S_s ve výtokovém otvoru, který je ovlivněn kontrakcí proudu a geometrického průřezu S_v . Součinitel kontrakce je závislý hlavně na poloze ventilu. Ovlivňují ho však i drobné konstrukční úpravy, hlavně ty, které způsobují odtrhávání proudu. [1]

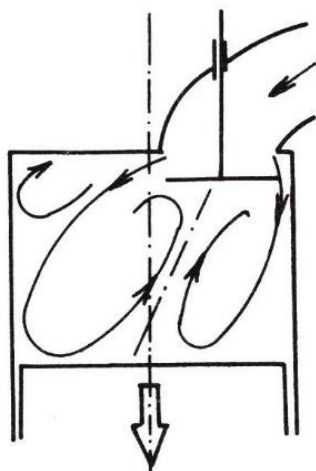
3.2 Vírové číslo

Vyjadřuje schopnost sacího kanálu vytvořit tečnou nebo příčnou rotaci náplně válce. Rozhodující vliv má tvar kanálu a jeho zakřivení, tvar ventilu a sedla, poloha ventilu vzhledem k ose válce, blízkost stěny válce a tvar spalovacího prostoru.

Vírové číslo, které charakterizuje tuto vlastnost, je dáno poměrem absolutních otáček náplně válce kolem osy válce v případě tečné rotace a kolem osy kolmé na osu válce v případě příčné rotace a otáček motoru. [1]

4. Základní pohyby náplně válce

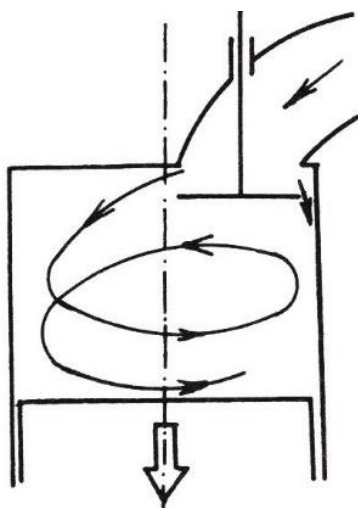
4.1 Vtokový proud



Samotný proces plnění válce vede k vytváření určitého proudového pole. Průtok kolem ventilu a rozšiřování proudu do prostoru válce vede k vytváření prstencového víru viz. obr. 4.1. Konstrukčně nutné umístění sacího ventilu u stěny válce se pravděpodobně projeví ve větší nebo menší míře sklonem roviny víru. Tento vír je málo stabilní a poměrně rychle se rozpadá. [1]

Obr. 4.1 Vtokový proud, obrázek převzat z [1]

4.2 Tečná rotace



Obr. 4.2 Tečná rotace – Swirl, obrázek převzat z [1]

Tečná rotace náplně válce je záměrně vyvozována v průběhu sání. Je docílena tvarováním sacího kanálu, tvarem ventilu a sedla a směřováním vtoku do prostoru válce tak, aby se vytvořil rotační moment hybnosti kolem osy válce, viz. obr. 4.2. Tento vír v průběhu komprese ztrácí na intenzitě, ke konci komprese však obvykle dochází k urychlení rotace víru při nátočtu do spalovacího prostoru (zmenšování poloměru rotace). To je typické především pro vznětové motory se spalovacím prostorem v pístu. [1]

Swirl jako jeden z vírů ve válci má obvykle menší viskózní disipaci než Tumble, proto déle vydrží při kompresním zdvihu a tím se lépe podílí na rozmíchání směsi. Obvykle se kombinuje s vírem nazývaným „Squish“. K dosažení požadovaného turbulentního proudění se také využívá tvarovaná dutina (squish area) nebo válcovitá oblast v pístu (omega prostor). Zkombinování těchto dvou pohybů náplně vede ke zvýšení intenzity Swirl, což způsobí vyšší turbulenci při počáteční fázi spalování. [2]

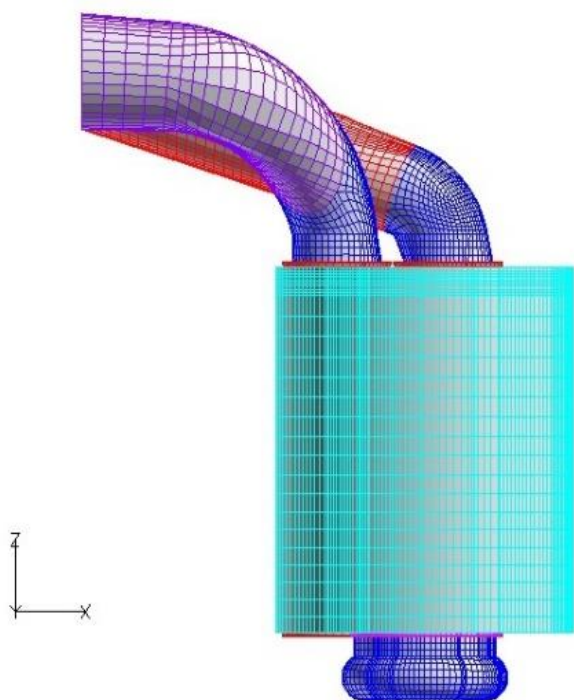
4.2.1 Numerická simulace tečné rotace

Cílem simulace v publikaci [3] bylo zhodnotit vliv geometrie sacích systémů na hodnotu tečného víru. Byly použity dvě různé geometrie sacích kanálů, ventily s clonkami a otvory různých průměrů.

Parametry motoru:

Parametr	Hodnota	jednotky
Vrtání	79,5	[mm]
Zdvih	95,5	[mm]
Squish	1	[mm]
Kompresní poměr	17:1	[-]
Otáčky motoru	2000	[min ⁻¹]
Otevírání sacího ventilu před horní úvratí	7	[°]
Uzavírání sacího ventilu za dolní úvratí	25	[°]

Tab. 4.1 Parametry vyšetřovaného motoru [3]



Obr. 4.3 Geometrie a výpočetní síť, obrázek převzat z [3]

Začátek výpočtu je při 345° úhlu natočení klikové hřídele (15° před horní úvratí). Na počátku simulace byl vzduch ve válci považován za klidný.

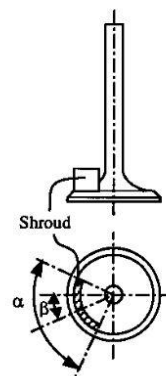
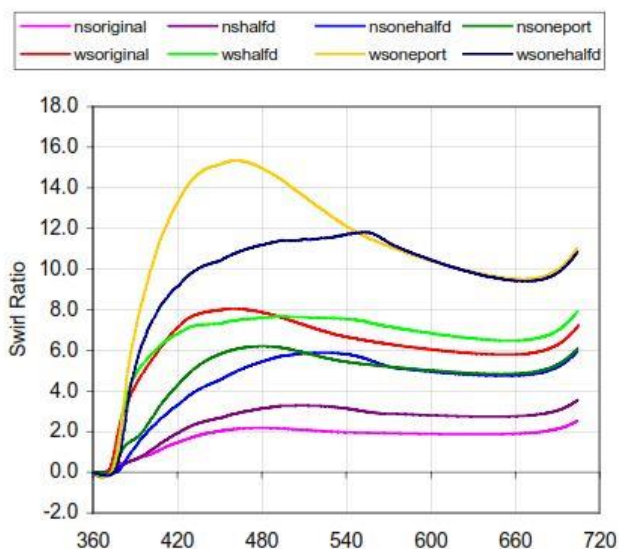
Bylo řešeno osm různých případů:

nsoriginal	Otevřeny oba sací otvory s původními ventily
nsoneport	Levý otvor uzavřen, původní ventily
nshalfd	Poloviční velikost otvorů, původní ventily
wsoriginal	Oba sací otvory otevřeny, ventily s clonkami
wsoneport	Levý otvor uzavřen ventilem s clonkou
wshalfd	Poloviční velikost obou otvorů, ventily s clonkou
nsonehalfd	Poloviční velikost otvoru, původní ventil
wsonehalfd	Poloviční velikost otvoru, ventil s clonkou

Tabulka 4.1 Přehled řešených variant [3]

S použitím ventilu s clonkou může vzduch proudit kolem ventilu pouze z jedné strany. S použitím původního ventilu může vzduch ventil obtékat z obou stran.

ns...původní ventil (no shroud)
ws...ventil s clonkou (with shroud)



Obr. 4.4 Použitý ventil, obrázek převzat z [3]

Gr. 4.1 Hodnota Swirl Ratio při různých případech, graf převzat z [3]

V těchto případech byl uvažován vliv průměru sacích otvorů a kanálů na Swirl Ratio. V tomto případě byly použity poloviční průměry sacích kanálů. Také byly použity ventily velikostně přizpůsobené polovičnímu otvoru. Gr. 4.1 ukazuje, že zmenšení průměru sacího kanálu a otvoru nemělo výrazný vliv na Swirl Ratio, bylo pouze o trochu vyšší na konci kompresního zdvihu (tmavě a světle fialová křivka). [3]

V další studii byl zkoumán vliv uzavření jednoho otvoru na Swirl Ratio. Výsledky na gr. 4.1 ukazují, že vyšších hodnot Swirl ratio bylo dosaženo v případě otevření pouze jednoho otvoru. To vede k závěru, že při použití tohoto sacího systému tangenciálně umístěný otvor (druhý otvor uzavřen) vyvodí vyšší Swirl než při otevření obou otvorů. Toto uzavření jednoho otvoru je ještě markantnější při použití ventilu s clonkou viz obr. 4.4. [3]

4.2.1.1 Výpočet plnicí účinnosti

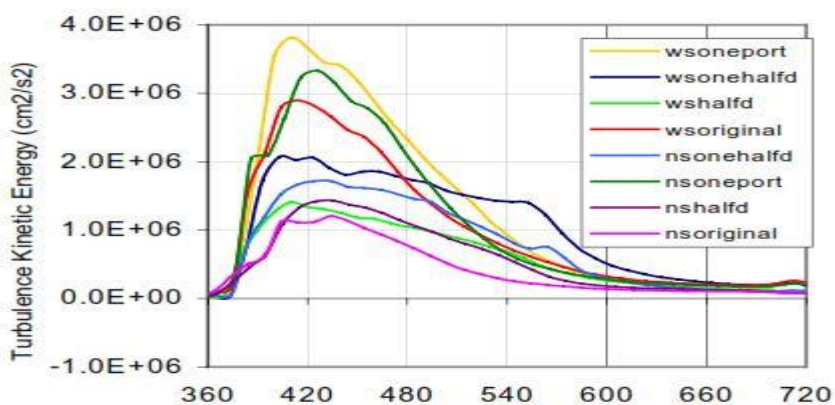
Pro posouzení vlivu geometrie sacího systému byla zjištěna plnicí účinnost v různých případech. Výsledky v gr. 4.1 ukazují, že případ s nejvyšším špičkovým tlakem ve válci měl nejvyšší plnicí účinnost a případ s nejnižším špičkovým tlakem měl plnicí účinnost naopak nejnižší. U typického spalovacího motoru bývá plnicí účinnost obvykle vyšší než 80 %. Nejnižší hodnoty 57,8 % a 61,7 % byly naměřeny s otevřeným pouze jedním polovičním otvorem a neupraveným ventilem. Proto použití polovičních otvorů nebo dokonce jenom jednoho z nich není příliš často využíváno. [3]

Případ	Plnicí účinnost [%]
nsoriginal	95,6
nsoneport	96,1
nshalfd	94,6
woriginal	95,9
wsoneport	94,1
wshalfd	92,6
nsonehalfd	61,7
wsonehalfd	59,5

Tabulka 4.2 Přehled výsledků plnicí účinnosti [3]

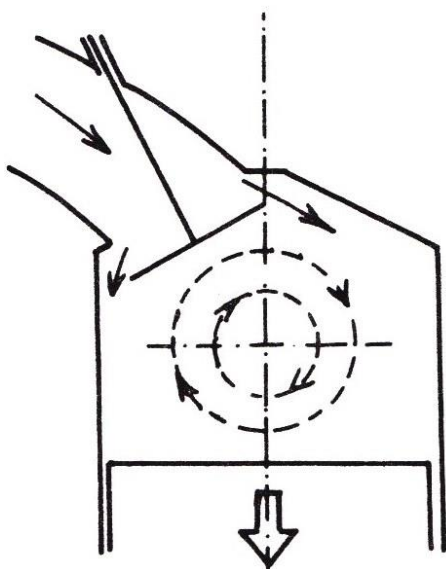
4.2.1.2 Výpočet turbulentní kinetické energie

Pro zjištění vlivu sacího systému na úroveň turbulence byla vypočítána průměrná turbulentní kinetická energie (TKE) ve válci. Výsledky z gr. 4.2 ukazují, že vyšší Swirl Ratio nemusí zákonitě znamenat vyšší turbulentní kinetickou energii. Nicméně případ s nejnižším Swirl Ratio (světle fialová křivka) měl nejnižší TKE a případ s druhým nejvyšším Swirl Ratio (tmavě modrá křivka) měl čtvrtou nejvyšší hodnotu TKE. (V grafu je vidět turbulentní kinetická energie v konkrétním okamžiku, nikoliv průměrná hodnota). [3]



Gr. 4.2 Hodnoty turbulentní kinetické energie v různých případech, graf převzat z [3]

4.3 Tumble



Obr. 4.5 Tumble, obrázek převzat z [1]

Jedná se o vytvoření válcového víru s osou rotace kolmou na osu válce, viz obr. 4.5.

Je definován takto:

$$TR = \frac{\omega}{\omega_M} \quad (4.1)$$

TR....Tumble Ratio

ω úhlová rychlost víru

ω_M ...úhlová rychlost motoru

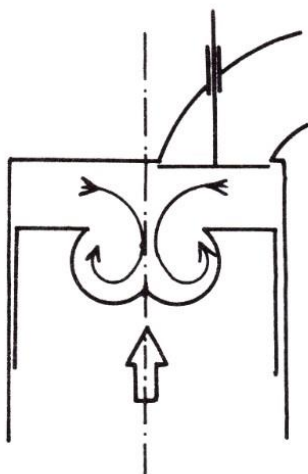
Tento vírový útvar je velmi citlivý na polohu, a hlavně tvarování sacích kanálů. Ukazuje se, že je výhodný hlavně u zážehových motorů se spalovacím prostorem v hlavě válce. Díky tomu je v průběhu kompresního zdvihu stabilnější než tečný vír. [1]

Vznik tohoto víru lze rozdělit do několika fází:

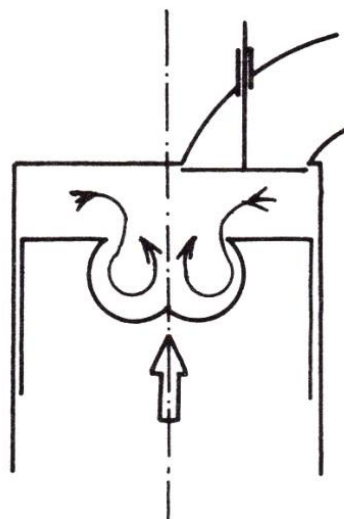
- 1. fáze: Vznik víru
Tumble vzniká v průběhu sání. To začíná otevíráním sacího ventilu a končí, když se píst dostane do dolní úvrati.
- 2. fáze: Stabilizace víru
Probíhá od dolní úvrati do uzavření sacího ventilu. Během této fáze má Tumble sklon ke zpomalování, což je způsobeno kontrakcí víru během pohybu pístu vzhůru.
- 3. fáze: Roztáčení víru
Tato část probíhá od uzavření sacího ventilu do konkrétního úhlu natočení klikové hřídele, který odpovídá maximální hodnotě Tumble. Kvůli zachování momentu setrvačnosti víru při kompresi se rychlost jeho otáčení zvýší.
- 4. fáze: Rozpad víru
Probíhá od maxima Tumble po horní úvrati. Ke konci komprese je stlačení víru tak velké, že se vír rozpadne na několik menších vírů, kterým předá svojí kinetickou energii. Toto uvolnění kinetické energie způsobuje turbulenci a snížení hodnoty Tumble. [2]

4.4 Radiální vír („squish“)

Vzniká na konci kompresního zdvihu vytlačováním náplně od stěn válce do spalovacího prostoru. Častěji se uplatňuje u vznětových motorů se spalovacím prostorem v pístu. Intenzita víření je závislá především na tvarování spalovacího prostoru. Výhodou je jeho generování až na konci kompresního zdvihu, tím má i při menší intenzitě větší naději na bezprostřední ovlivnění následujícího hoření.



Obr. 4.6 1. typ radiálního víru, obrázek převzat z [1]

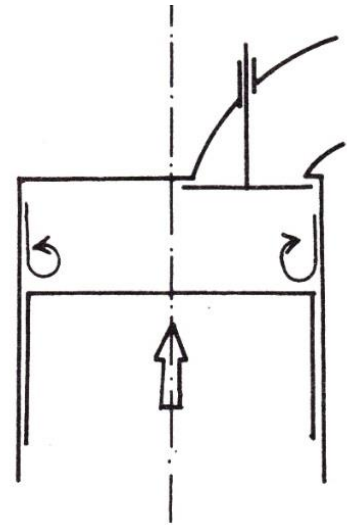


Obr. 4.7 2. typ radiálního víru, obrázek převzat z [1]

Stav proudového pole ve válci na konci komprese je dán nejčastěji superpozicí dvou základních proudových útvarů – tečný a radiální vír. Při vysoké intenzitě tečné rotace náplně válce může dojít i ke změně smyslu rotace radiálního víru ve spalovacím prostoru, viz obr. 4.7. K uvedeným základním útvarům je nutno superponovat vírové útvary, které vznikají při pohybu

pístu. Například koutový vír, který vzniká shrnutím a sbalením mezní vrstvy na stěně válce – obr. 4.8.

Dále je to proudění způsobené nedokonalým utěsněním pístu, respektive pístních kroužků ve válci. V místě zámku těsnícího pístního kroužku dochází k průniku plynů do klikové skříně a část plynů se zase do spalovacího prostoru vrací. Kromě toho vznikají vírové útvary obtokem hran při vstupu a výstupu do jednotlivých míst spalovacího prostoru a u motorů s přímým vstřikováním do válce strháváním vzduchu vstřikovými paprsky paliva. [1]



Obr. 4.8 Koutový vír, obrázek převzat z [1]

5. Statické simulace

5.1 Příprava na provedení výpočetní profukovací zkoušky

Jako vstupní geometrie je použit model sacích kanálů, spalovacího prostoru a válce z čtyřválcového zážehového motoru ze ŠKODA AUTO a.s.



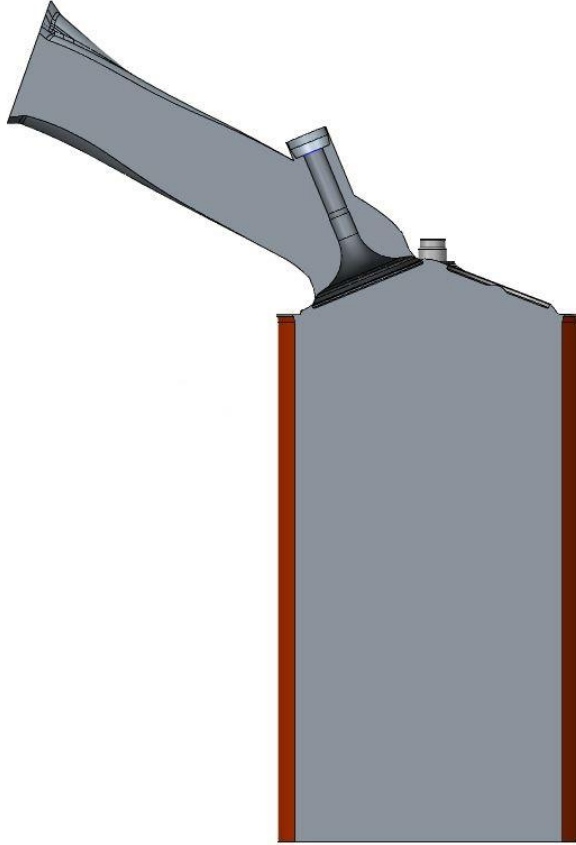
Obr. 5.1 Geometrie motoru od ŠKODA AUTO a.s.

vrtání	74,5	[mm]
zdvih	85,9	[mm]
kompresní poměr	11:1	[1]
maximální zdvih ventilů	9	[mm]

Tab. 5.1 Parametry motoru ze ŠKODA AUTO a. s.

5.1.1 Příprava geometrie pro import do prostředí AVL FIRE

Pro následující práci v prostředí AVL FIRE jsem musel geometrii převést z ploch na objemové těleso (průtočná oblast), což umožnilo převod do formátu *.stl, který je jedním z formátů, se kterými AVL FIRE pracuje.



Obr. 5.2 Připravená geometrie, pohled v řezu přes ventily

Dalším krokem už byl import souboru ve formátu *.stl do prostředí FIRE Workflow Manager. Tím vznikne tzv. Surface mesh.



Obr. 5.3 Surface Mesh v prostředí AVL FIRE

5.1.2 Příprava pro vytvoření objemové výpočetní sítě

V této povrchové síti je vhodné vytvořit oblasti – tzv. Selections, pomocí kterých se vytvoří v potřebných místech, například v okolí sedel ventilů, spalovacím prostoru atd. zjemnění výsledné objemové sítě

V rámci přípravy objemové sítě pro výpočet je nutné vytvořit tzv. Edge mesh, kde jsou všechny důležité hrany ohraničující objem tělesa. Zjemnění je opět vhodné nastavit na důležitých hranách, zejména na hranách sedel ventilů a sedel v sacích kanálech.



Obr. 5.4 Příklad vytvořených hran

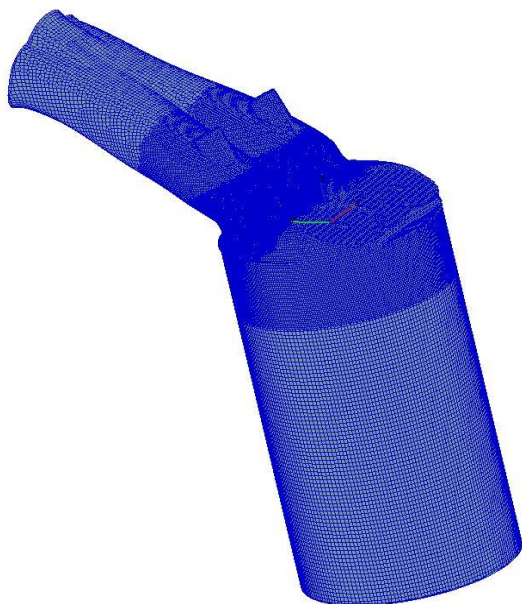
5.1.3 Nastavení pro vytvoření objemové sítě

Objemové sítě byly generovány pomocí podprogramu Fame Engine Plus.

Základní nastavení parametrů pro vytvoření sítě v prostředí FAME HEXA:

Cell size	Max h: 0.0015 m (maximální výška elementu)
Triming method	Standard
Preserve model details	No
Boundary layer optimization	Volume optimizer
Smoothing	Volume optimizer

Tab. 5.2 Nastavení pro vytvoření sítě



typický rozměr elementu	1,5	[mm]
celkový počet elementů	2 037 693	
počet Boundary Layers	4	
tloušťka Boundary Layers	0,1 (každá)	[mm]

Tab. 5.3 Parametry objemové sítě

Obr. 5.5 Příklad objemové sítě

5.1.4 Nastavení prvního výpočtu

Jedná se o nastavení výpočtu pomocí Solver steering file. Kromě nejpodstatnějších informací ohledně okrajových a počátečních podmínek vypisují i vlastnosti proudícího média – vzduchu a také použitý model turbulence a podmínky konvergence.

Run mode	Crank-Angle	
	Delta_alpha: 1 deg	
	Start angle: 0 deg	
	End angle: 2500 deg	
	Engine speed: 3000 1/min	
Module activation	none	
Boundary condition	Inlet	Total Pressure: 100000 Pa
		Temperature: 300 K
	Outlet	Static pressure 95000 Pa
Fluid properties	Compressible air	
Initial condition	Pressure: 100000 Pa	
	Density: 1.16 kg/m ³	
	Temperature: 300 K	
Equation control	Momentum & Continuity: Yes	
	Turbulence: k-epsilon	
	Underrelaxation factors	Momentum: 0,1-0,6
		Pressure: 0.05-0.35

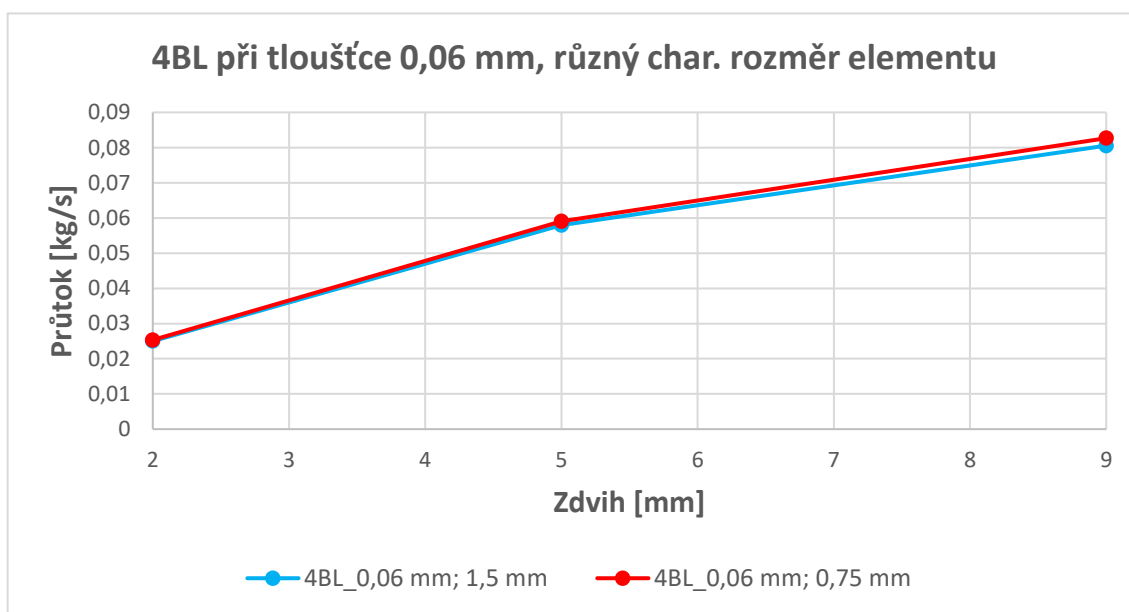
		Turb. Kin. Energy: 0.4
		Turb. Diss. Rate: 0.4
		Energy: 0.8
		Mass source: 1
		Viscosity: 1
		Scalar: 0.8
Convergence criteria	Pressure: 0.0001	
	Momentum: 0.0001	
	Turb. Kin. energy: 0.0001	

Tab. 5.4 Nastavení statického výpočtu

5.2 Optimalizace výpočetní sítě

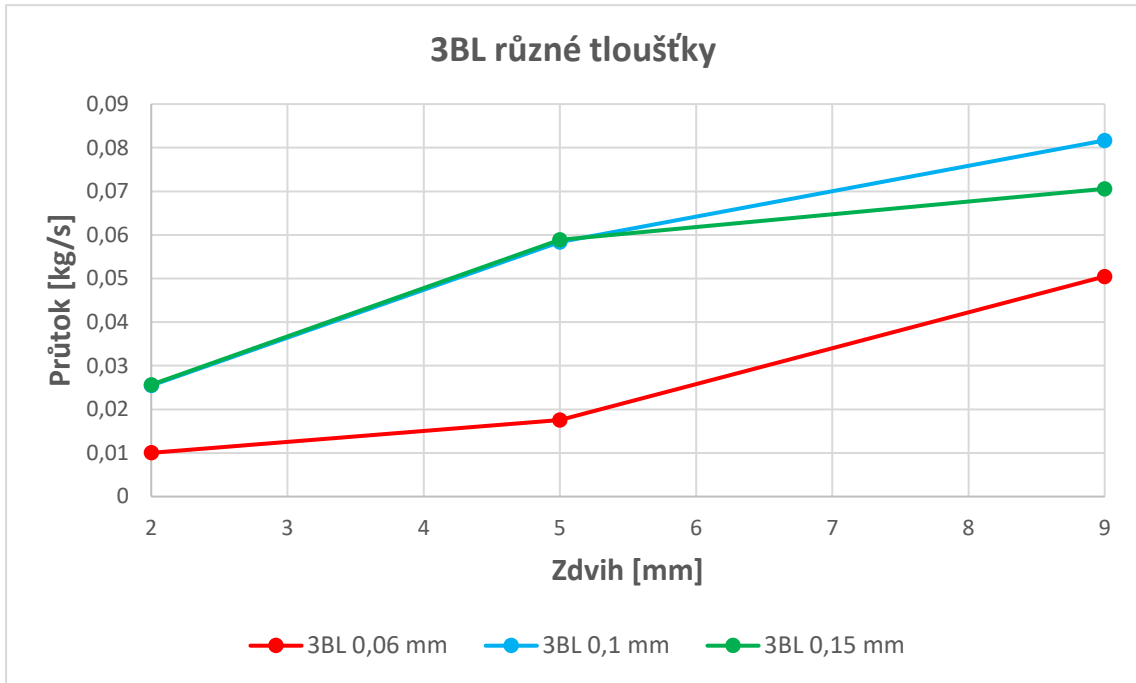
Je všeobecně známo, že jemnost výpočetní sítě má zásadní vliv na výsledek simulace. Při příliš hrubé síti může vyjít úplně špatný výsledek vlivem špatné konvergence výpočtu, při příliš jemné síti se zásadně zvyšují nároky na výpočetní výkon a od určitého okamžiku už ani nemusí dojít ke zpřesnění výsledku. Dalším důležitým parametrem kromě velikosti základního elementu je počet a tloušťka tzv. stěnových elementů – tenké elementy v blízkosti stěn. (dále budu uvádět zkratku BL – Boundary Layers). V následujícím kroku jsem se tedy zabýval vlivem těchto parametrů na výsledek. Protože se jedná o hodně kombinací, počítal jsem pouze se zdvihy ventilů 2 mm, 5 mm a 9 mm a neprovedl jsem všechny možné varianty kombinací. Ve všech těchto variantách byl použit základní model turbulence k- ϵ . Testované varianty byly:

- základní rozměr elementů 1,5 mm nebo 0,75 mm
- 3 nebo 4 stěnové elementy
- tloušťky stěnových elementů 0,06 mm, 0,1 mm a 0,15 mm



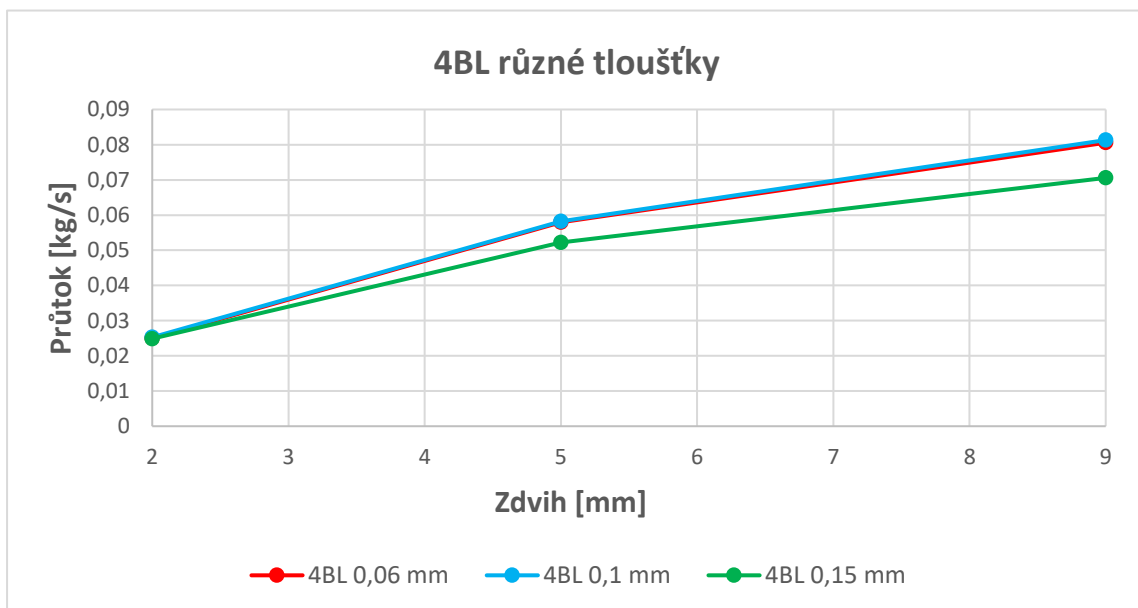
Gr. 5.1 Vliv velikosti elementu na průtok

Z gr. 5.1 je vidět, že zjemnění sítě z 1,5 mm na 0,75 mm při použití modelu turbulence $k-\varepsilon$ má jen velmi malý vliv, který příliš nestojí za několikanásobně vyšší nároky na výpočetní výkon. Všechny další varianty budou prováděny s charakteristickým rozměrem elementu 1,5 mm.



Gr. 5.2 Vliv různých tlouštěk při 4 BL

Ze srovnání v gr. 5.2 je vidět, že kombinace 3 stěnových elementů s tloušťkou 0,06 mm se velmi odchyluje od ostatních. Možný důvod vidím v tom, že celková tloušťka 3 vrstev elementů o tloušťce 0,06 mm je dohromady příliš tenká. Usuzuji tak hlavně z toho, že varianta s touto tloušťkou, ale se čtyřmi vrstvami tento problém nezpůsobovala.



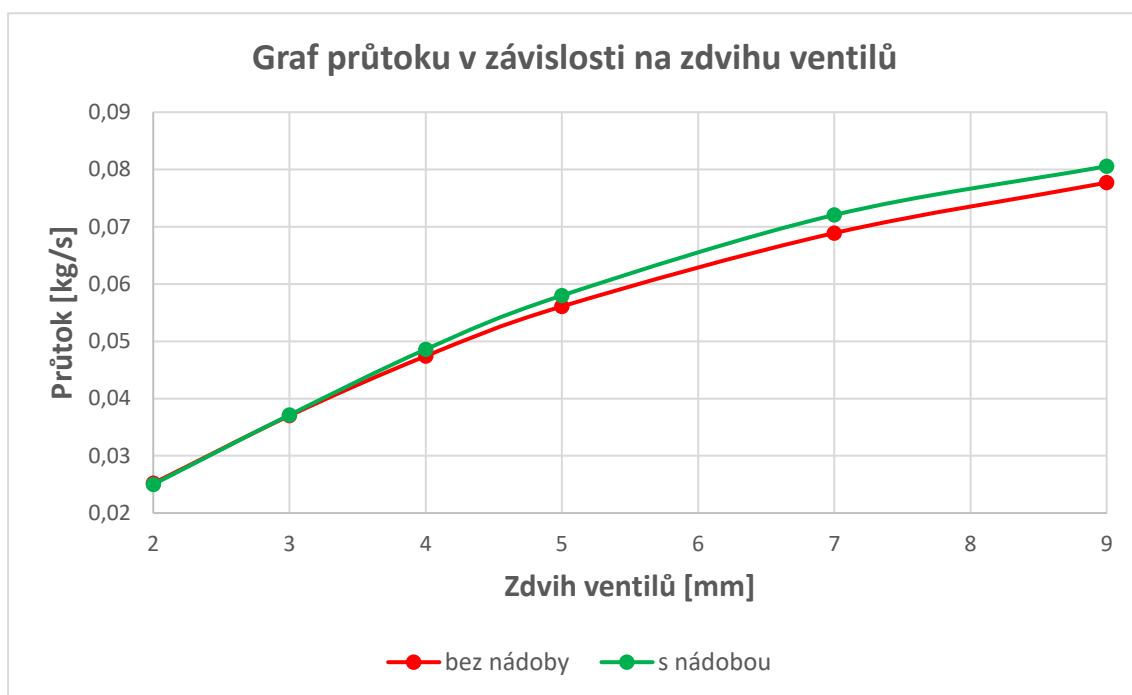
Gr. 5.3 Vliv různých tlouštěk při 3 BL

Z gr. 5.3 je vidět, že varianty s tloušťkami stěnových elementů 0,06 mm a 0,1 mm dávají téměř totožné výsledky, zatímco varianta s tloušťkou 0,15 mm už se viditelně odchyľuje. Velmi pravděpodobný důvod této odchylky je, že tloušťka 0,15 mm je příliš velká na to, aby plně zachytila velké gradienty v mezní vrstvě proudu u stěny.

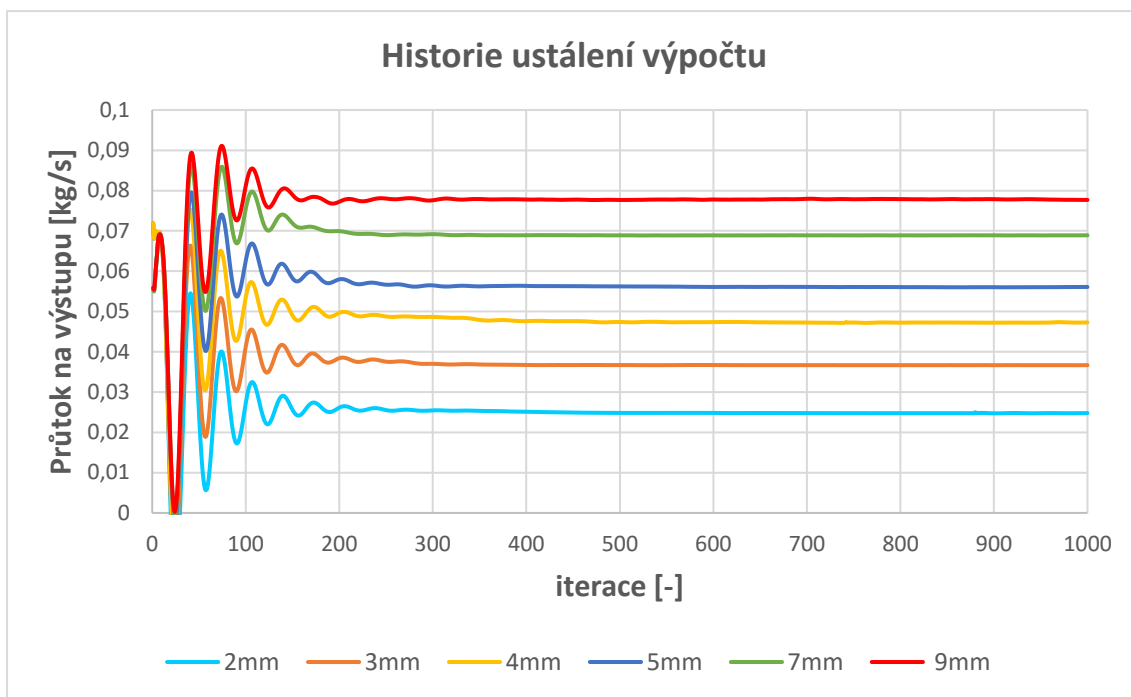
Z gr. 5.1 až gr. 5.3 jsem vyvodil, že nejlépe funguje varianta se čtyřmi vrstvami stěnových elementů o tloušťce 0,1 mm a používal jsem ji jako jedinou pro další výpočty.

5.3 Výsledky průtoku

Pro srovnání jsem k dané geometrii přidal tzv. uklidňovací nádobu, což se při těchto výpočtech používá poměrně často. Díky uklidňovací nádobě nevznikne tak velké zúžení proudu v ústí do sacího kanálu a díky tomu vychází průtok vyšší než v případě bez nádoby.



Gr. 5.4 Srovnání průtoku v geometrii s uklidňovací nádobou a bez ní



Gr. 5.5 Historie ustálení průtoku na výstupu

5.3.1 Přepočítání na průtokový součinitel

Průtokový součinitel je udáván jako poměr naměřeného hmotnostního průtoku vzduchu a teoretického bez uvažování ztrát.

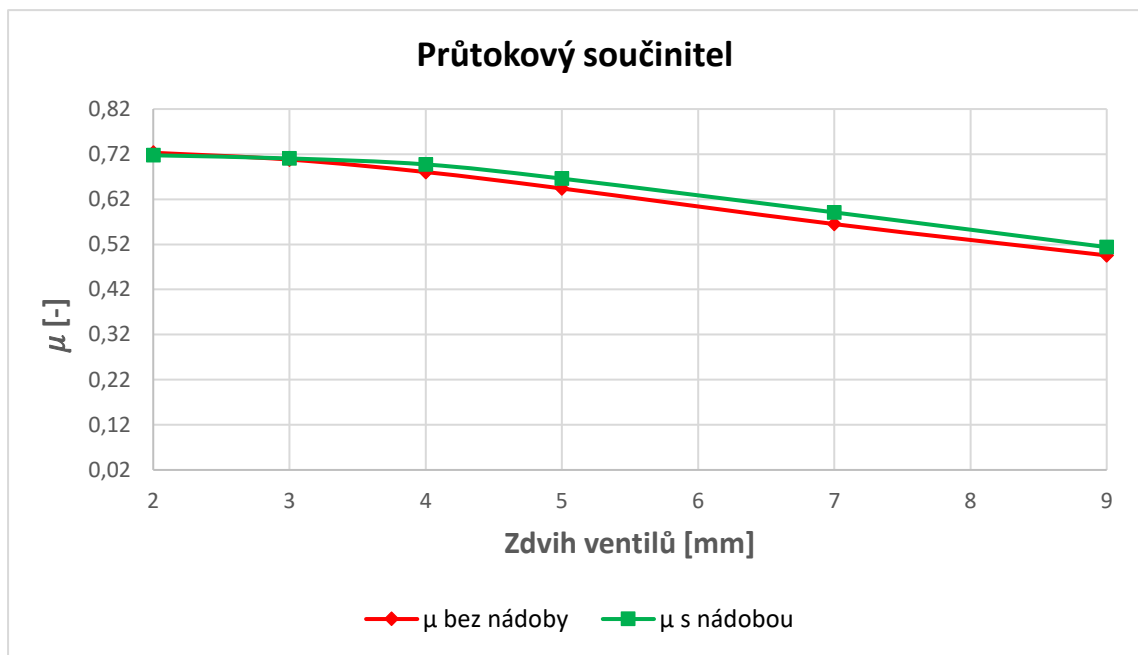
$$\mu = \frac{\dot{m}_{CFD}}{\dot{m}_{teoretický}} = \frac{\dot{m}_{CFD}}{S_{ref} \cdot \rho_{vz} \cdot w_{teor}} \quad (5.1)$$

S_{ref} je průtočná válcová plocha, která je dána průměrem talířku ventilu a zdvihem ventilu, ρ_{vz} je hustota vzduchu při dané teplotě a tlaku.

V následujícím vztahu uvádím výpočet teoretické rychlosti proudění.

$$w_{teor} = \sqrt{2 \cdot r \cdot T \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_b - \Delta p_v}{p_b} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (5.2)$$

Vztah platí v pro $\pi < \pi_K$

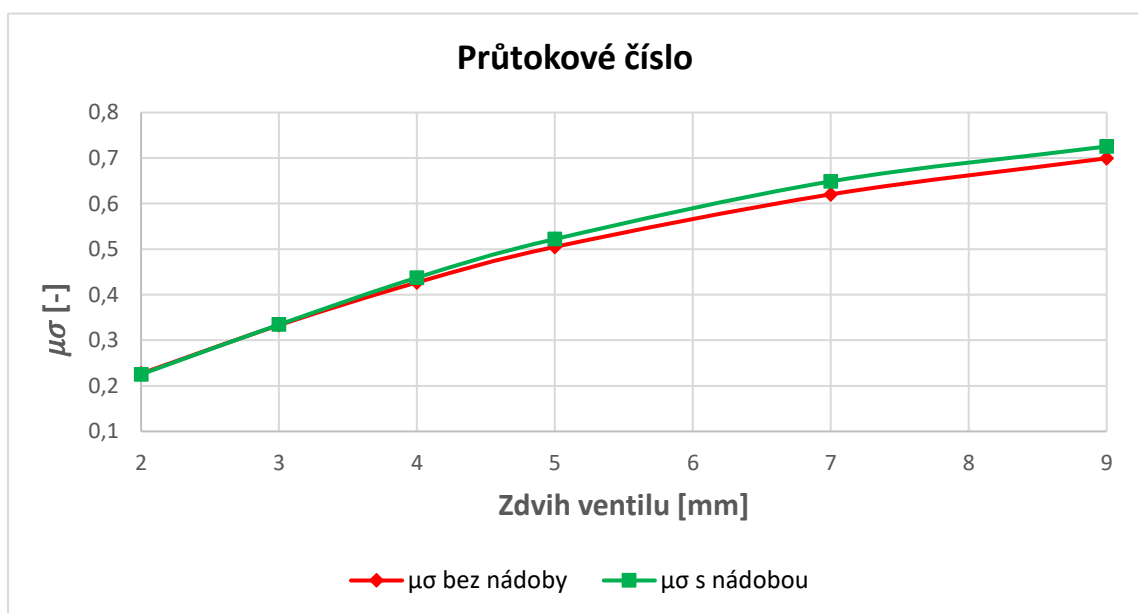


Gr. 5.6 Závislost průtokového součinitele μ na zdvihu ventilů

Průtokový součinitel se také často uvádí v součinu s tzv. uzavíracím číslem σ .

$$\sigma = \frac{S_{sedlo}}{S_{kanál}} = \frac{\pi \cdot d_v \cdot h}{\frac{\pi \cdot d_v^2}{4}} = \frac{4 \cdot h}{d_v} \quad (5.3)$$

Kde S_{sedlo} je průtočná válcová plocha a $S_{kanál}$ je plocha daná vnitřním průměrem d_v v sedle sacího kanálu, h je zdvih ventilů.



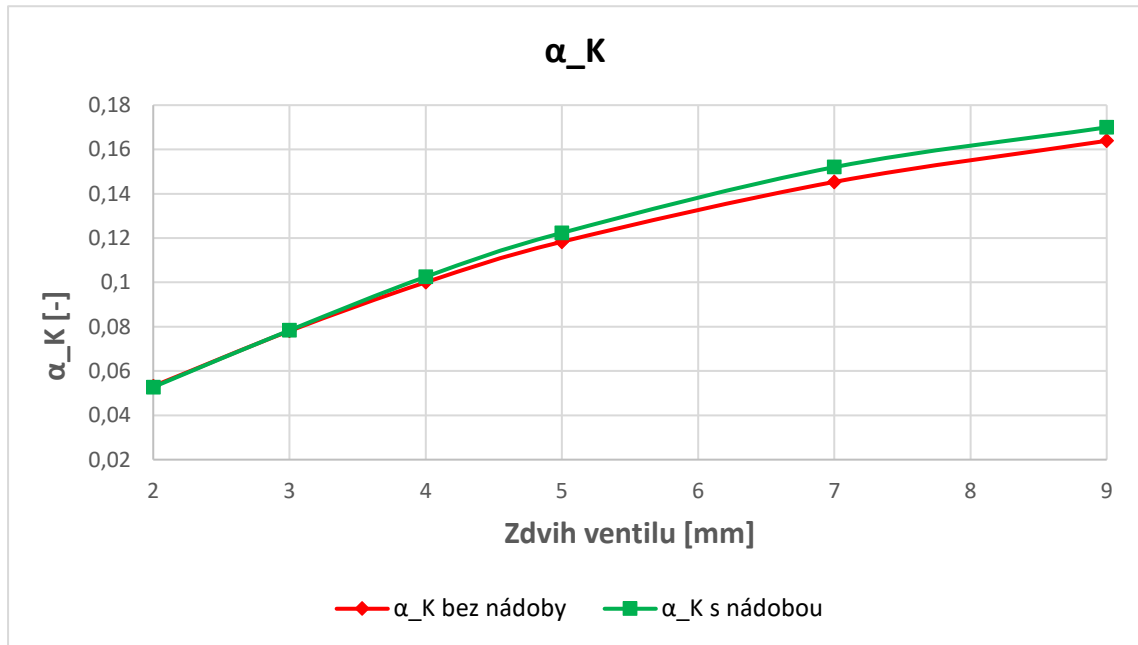
Gr. 5.7 Závislost průtokového čísla $\mu\sigma$ na zdvihu ventilů

Průtokové číslo $\mu\sigma$ se ještě někdy uvádí v součinu se součinitelem β , čímž vznikne α_K .

$$\alpha_K = \mu \cdot \sigma \cdot \beta \quad (5.4)$$

$$\beta = i \cdot \left(\frac{d_v}{D}\right)^2 \quad (5.5)$$

Kde i je počet sacích ventilů na kanál, d_v je nejužší průřez v kanálu a D je vrtání.



Gr. 5.8 Závislost α_K na zdvihu ventilů

5.4 Srovnání modelů turbulence

5.4.1 k- ϵ

Jedná se o jeden z nejstarších a nejpoužívanějších modelů. Proměnná k stanovuje energii v turbulenci a jmenuje se turbulentní kinetická energie. Proměnná ϵ je turbulentní disipace a stanovuje rychlost disipace turbulentní kinetické energie. Tento model je velmi oblíben pro svoji robustnost, jednoduchost a dostatečnou přesnost. Nutnou podmínkou pro použití tohoto modelu je plně vyvinutá turbulence. Model dobře funguje v oblastech dál od stěn, v blízkosti stěn funguje lépe například k- ω . [4]

5.4.2 k- ζ -f

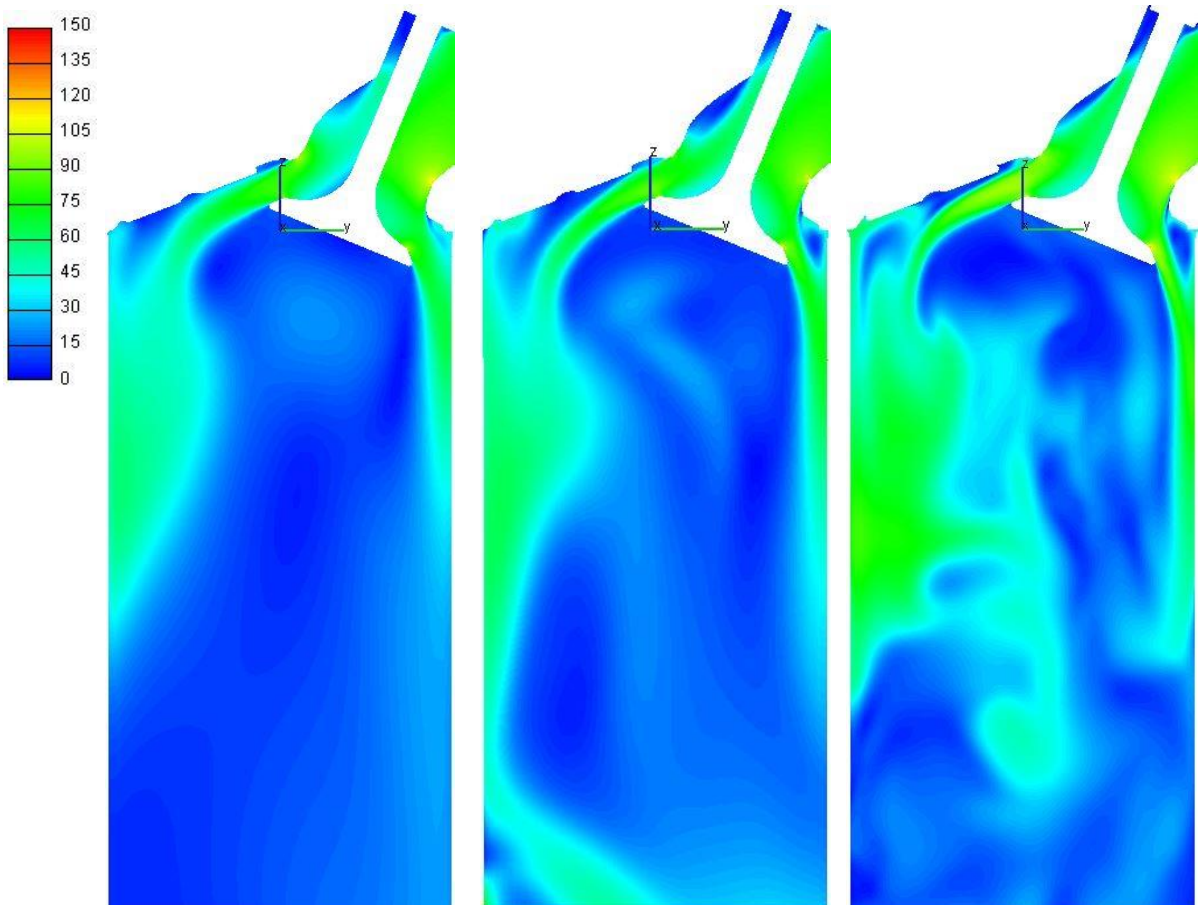
Spolu s modelem k- ϵ spadá do rodiny RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes equations). Model byl navrhnut autory Hanjalic, Popovac a Hadziabdic (2004). Cílem modelu je vylepšit numerickou stabilitu řešením transportní rovnice. Více v [5].

5.4.3 LES (Large Eddy Simulation)

Tento model začíná být v posledních letech velice populární. Princip modelu spočívá v počítání velkých vírových struktur a v modelování těch nejmenších, které výpočetní síť není schopná zachytit. Díky tomuto „domodelování“ nejjemnějších vírových struktur lze v porovnání s DNS (Direct Numerical Simulation) použít výrazně hrubější síť a delší časový krok, čímž zásadně klesají nároky na výpočetní výkon. [4], [5]

5.4.4 PANS (Partially Averaged Navier Stokes)

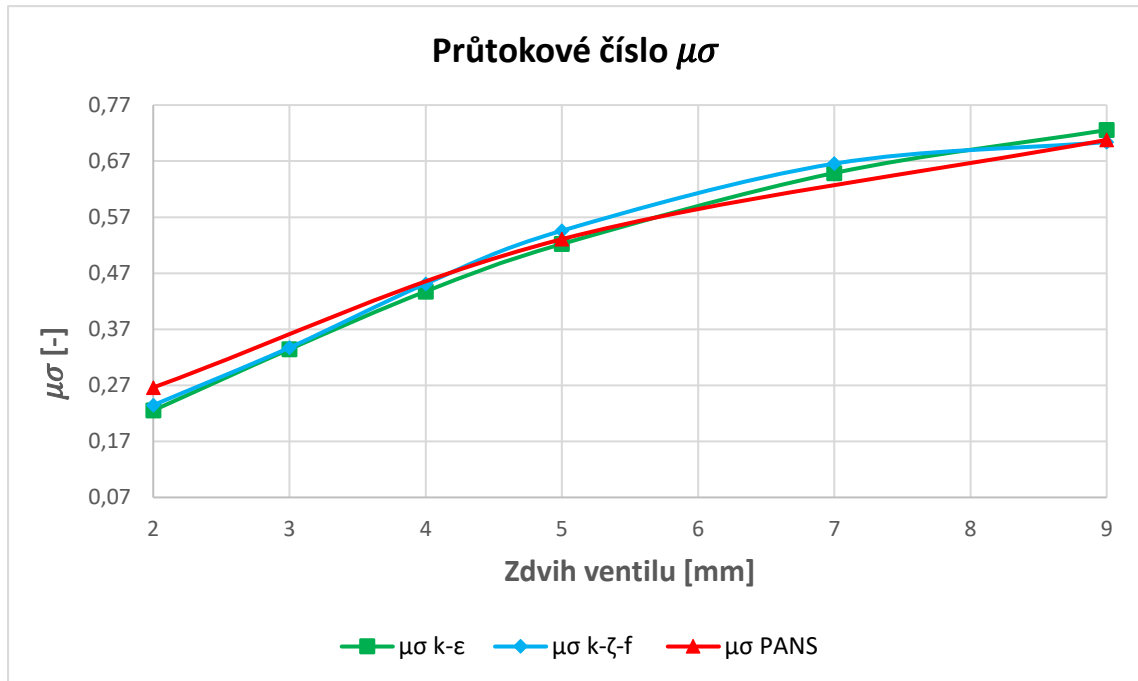
Tento model byl vyvinut jako propojení modelů RANS a DNS a LES (DNS - Direct Numerical Simulation není model turbulence, je to přímé řešení Navier-Stokesových rovnic). Model je schopen v závislosti na jemnosti sítě pracovat ve všech režimech a plynule mezi nimi přecházet. V případě hrubé sítě (velikost elementů v řádu milimetrů) pracuje v módu RANS. Při zjemňování sítě plynule přechází do modelu LES a při opravdu výrazném zjemnění sítě na úroveň Kolmogorových měřítek je schopen pracovat v módu DNS. Model turbulence PANS je schopen pracovat pouze ve stacionárním režimu, kdy se nemění geometrie ani okrajové podmínky. [5]



Obr. 5.6 Rychlostní pole; zleva model $k-\epsilon$, $k-\zeta-f$ a PANS

Z porovnání rychlostních polí v [m/s] při zdvihu ventilu 9 mm je vidět, že modely z rodiny RANS ($k-\epsilon$ a $k-\zeta-f$) nezachycují tak dobře proudění dál od stěny a hlavní proud se mnohem více přimyká ke stěně válce.

Dále jsem se zabýval vlivem modelu turbulence na výsledky průtoku, posléze průtokového součinitele $\mu\sigma$. Testovanými modely byly k- ϵ , k- ζ -f a PANS.



Gr. 5.9 Závislost $\mu\sigma$ na zdvihu ventilů s různými modely turbulence

Z gr. 5.9 jsou vidět určité rozdíly mezi uvedenými modely turbulence. Například u modelu k- ζ -f mezi zdvihy 7 mm a 9 mm již nedochází k takovému nárůstu průtoku, posléze průtokového součinitele jako u k- ϵ a PANS.

5.5 Moment hybnosti, tok momentu hybnosti a moment setrvačnosti

V následujících kapitolách budu používat tyto pojmy ve svých výpočtech při stanovování vírových čísel. Uvádím proto jejich definice.

Moment hybnosti:

$$\vec{B} = \int_V (\vec{r} \times \rho \vec{c}) dV \quad (5.6)$$

Tok momentu hybnosti:

$$\vec{B} = \int_S (\vec{r} \times \rho \vec{c}) \vec{c} d\vec{S} \quad (5.7)$$

Moment setrvačnosti:

$$I = \int_V r^2 \rho dV \quad (5.8)$$

Pro soustavu hmotných bodů (jednotlivých elementů):

$$I = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2 \quad (5.9)$$

Kde m_i je hmotnost i -tého hmotného bodu a r_i je jeho kolmá vzdálenost k ose otáčení.

5.6 Stanovení vírových čísel

Velmi rozšířený způsob stanovení vírových čísel je pomocí momentu hybnosti náplně válce. Další způsob je například pomocí toku momentu hybnosti. Konkrétní způsob však není stanoven ani pro jeden z těchto způsobů. Moment hybnosti i tok momentu hybnosti jsem v případě stanovení Tumble určoval k ose kolmé na osu válce, a to v osmi polohách vzájemně pootočených o 45° . Z těchto osmi hodnot jsem určil maximum. Zatímco v případě vyhodnocování Tumble je problematická vhodná volba souřadného systému a osy, ke které se moment hybnosti, případně tok momentu hybnosti bude vztahovat, u vírového čísla Swirl se nabízí jediná logická volba osy a tou je osa válce, což v mém případě byla osa z.

5.6.1 Stanovení Tumble pomocí momentu hybnosti

Můj postup:

- stanovení „oblasti“ (tzv. selection) ve výpočetní síti, ve které se vyhodnotí moment hybnosti
- selection je tenká 1 mm a je $0,6 \cdot D$ od roviny pístu v horní úvrati
- stanovení momentu hybnosti k ose kolmé na osu válce a ve středu selection pomocí makra, které integračně stanoví hodnotu momentu hybnosti náplně válce v selection
- použití definiční vztahů

Příklad integračního makra pro výpočet momentu hybnosti:

```
//  
double dens;  
double moment_hybnosti[3];  
double unitVector_selection[3];  
double vel_U;  
double vel_V;  
double vel_W;  
double weight;
```

```

$$init
Bind("ElementData:Flow:Density:kg/m^3", dens);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.U:m/s", vel_U);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.V:m/s", vel_V);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.W:m/s", vel_W);

$$formula
//

//
moment_hybnosti[0]=vol*dens*(x[1]*vel_W-(x[2]-0.0451768)*vel_V);
moment_hybnosti[1]=-vol*dens*(x[0]*vel_W+(x[2]-0.0451768)*vel_U);
moment_hybnosti[2]=0;
//
//selection of unit vector
unitVector_selection[0]=1;
unitVector_selection[1]=0;
unitVector_selection[2]=0;
//
divisor =1;

return
unitVector_selection[0]*moment_hybnosti[0]+unitVector_selection[1]
*moment_hybnosti[1]+unitVector_selection[2]*moment_hybnosti[2];

```

Vysvětlivky pro integrační makra:

vel_U; V; W = složky rychlostí x, y, z

x[0]; x[1]; x[2] = souřadnice x, y, z

Tímto integračním makrem jsem vyhodnocoval moment hybnosti v osmi polohách vzájemně otočených o 45° v rovině rovnoběžné s rovinou hlavy válců, ale posunuté tak, aby osy ležely ve středu selection. Tím se zajistí, aby bylo stanoveno maximum momentu hybnosti i toku momentu hybnosti, které dále uvádím.

Definiční vztahy pro Tumble:

Často se používá redukováného tvaru, který odstraní vliv rozměrů motoru. Redukované hodnoty jsou proto vhodnější pro vzájemné porovnávání mezi rozdílně velkými motory. Tumble je definován jako poměr otáček náplně válce n_{jp} a fiktivních otáček motoru n . Fiktivní otáčky jsou počítány z průtoku. V otáčkách náplně válce vystupuje moment hybnosti B_x vypočítaný integračním makrem, moment setrvačnosti I_x selection jako tuhého tělesa. Moment setrvačnosti je dán výškou selection h a poloměrem válce r .

$$TR_r = \frac{n_{jp}}{n} \cdot \frac{D}{Z} \quad (5.10)$$

$$n_{jp} = \frac{B_x}{I_x \cdot 2\pi} \quad (5.11)$$

$$n = \frac{2 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2 \cdot Z} \quad (5.12)$$

$$I_x = \frac{1}{12} \pi h p r^2 (h^2 + 3r^2) [6] \quad (5.13)$$

5.6.2 Stanovení Tumble pomocí toku momentu hybnosti

Postup při vyhodnocování Tumble pomocí této metody je podobný metodě pomocí momentu hybnosti.

Můj postup:

- použití stejné selection jako v případě vyhodnocení pomocí momentu hybnosti
- stanovení toku momentu hybnosti k ose kolmé na osu válce a ve středu selection pomocí makra, které integračně stanoví hodnotu toku momentu hybnosti náplně válce v selection
- použití definiční vztahů

Příklad integračního makra pro výpočet toku momentu hybnosti:

```
//
double dens;
double tok_momentu_hybnosti[3];
double unitVector_selection[3];
double vel_W;
double weight;

$$init
Bind("ElementData:Flow:Density:kg/m^3", dens);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.W:m/s", vel_W);

$$formula
//
tok_momentu_hybnosti[0]=vol*dens*x[1]*vel_W*fabs(vel_W);
tok_momentu_hybnosti[1]=-vol*dens*x[0]*vel_W*fabs(vel_W);
tok_momentu_hybnosti[2]=0;
//
selection of unit vector
unitVector_selection[0]=1;
unitVector_selection[1]=0;
unitVector_selection[2]=0;
//
```

```

divisor =1;
return
unitVector_selection[0]*tok_momentu_hybnosti[0]+unitVector_selecti
on[1]*tok_momentu_hybnosti[1]+unitVector_selection[2]*tok_momentu_
hybnosti[2];

```

Definiční vztahy pro Tumble:

Základní vztah je stejný, liší se ovšem vzorec pro stanovení otáček náplně válce n_{jp} , ve kterém jsou tokové veličiny. Jsou jimi tok momentu hybnosti \dot{B}_x a průtočný moment setrvačnosti \dot{I}_x . Ve vztahu pro průtočný moment setrvačnosti se objeví hmotnostní tok \dot{m} . Vztah pro fiktivní otáčky motoru n zůstává stejný.

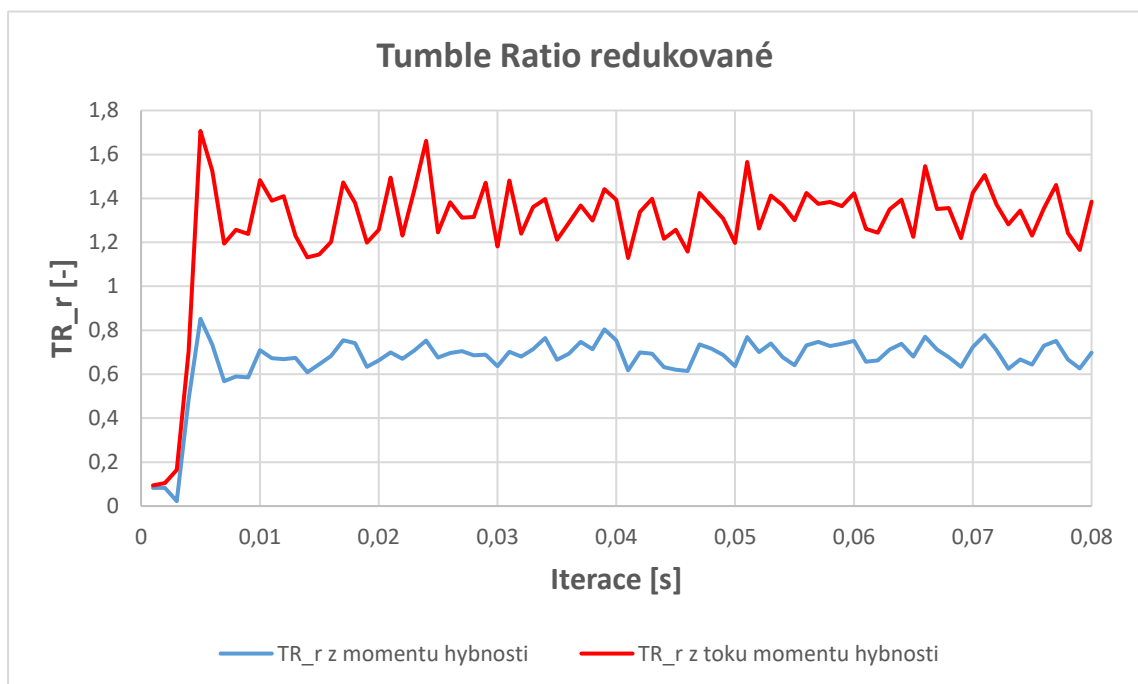
$$TR_r = \frac{n_{jp}}{n} \cdot \frac{D}{Z} \quad (5.14)$$

$$n_{jp} = \frac{\dot{B}_x}{\dot{I}_x \cdot 2\pi} \quad (5.15)$$

$$n = \frac{2 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2 \cdot Z} \quad (5.16)$$

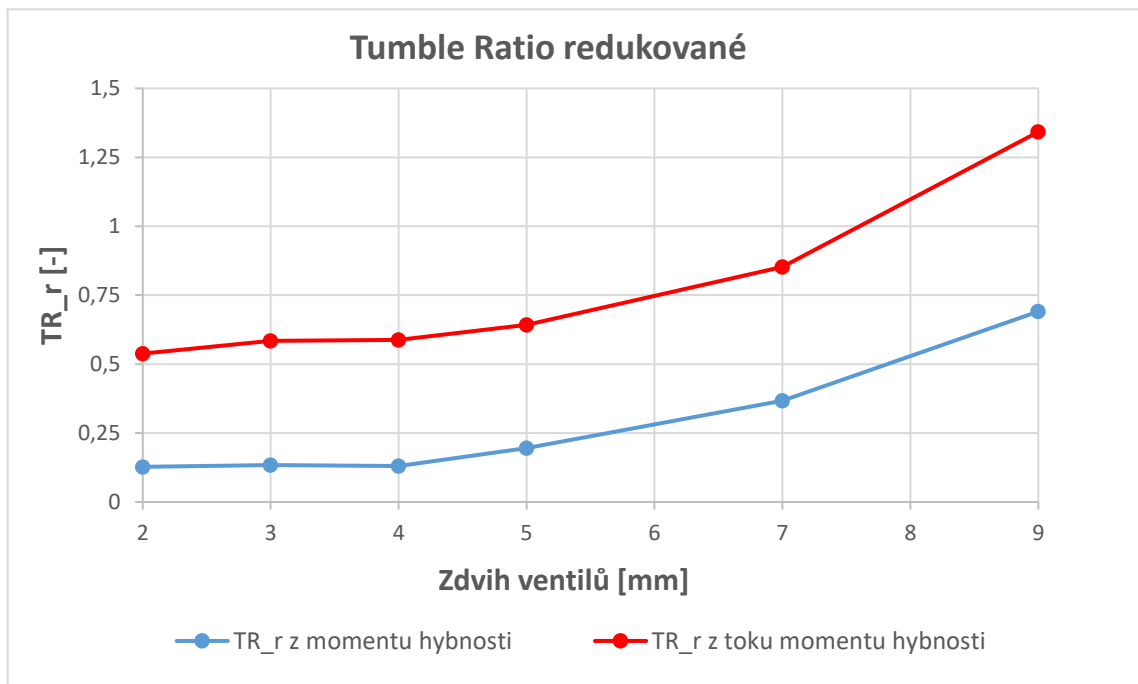
$$\dot{I}_x = \frac{1}{12} \dot{m} (h^2 + 3r^2) \quad [6] \quad (5.17)$$

Moment hybnosti i tok momentu hybnosti jako veličiny nikdy nedosáhnou ustálení, proto je pro zjištění výsledné hodnoty Tumble nutné průměrování.



Gr. 5.10 Neustálenost momentu hybnosti a toku momentu hybnosti, ze které plyne neustálenost TR_r

Po zprůměrování od vhodného okamžiku, kdy hodnoty momentu hybnosti a toku momentu hybnosti již pouze kmitají kolem ustálené hodnoty, ale střední hodnota se již nikam nevyvíjí, vypadá graf Tumble Ratio takto:



Gr. 5.11 Závislost Tumble Ratio redukovaného na zdvihu ventilů

5.6.3 Stanovení Swirl pomocí momentu hybnosti

Můj postup:

- stanovení selection, ve které se Swirl vyhodnotí
- selection je tenká 1 mm a je $1,75 \cdot D$ od roviny pístu v horní úvrati
- stanovení momentu hybnosti k ose válce pomocí makra, které integračně stanoví hodnotu momentu hybnosti náplně válce v selection
- použití definiční vztahů

Integrační makro použité pro výpočet momentu hybnosti k ose z:

```
//
double dens;
double moment_hybnosti[2];
double unitVector_selection[2];
double vel_U;
double vel_V;

$$init
Bind("ElementData:Flow:Density:kg/m^3", dens);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.U:m/s", vel_U);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.V:m/s", vel_V);

$$formula
moment_hybnosti[2]=vol*dens*(x[1]*vel_U-x[0]*vel_V);
```

```
//
selection of unit vector
unitVector_selection[2]=1;
//
divisor =1;
return unitVector_selection[2]*moment_hybnosti[2];
```

Definiční vztahy pro Swirl:

Stejně jako u Tumblu se opět využívá redukovaný tvar. Swirl je definován jako poměr otáček náplně válce n_{jt} a fiktivních otáček motoru n . V otáčkách náplně válce vystupuje moment hybnosti B_z vypočítaný integračním makrem, moment setrvačnosti I_z selection jako tuhého tělesa. Moment setrvačnosti je dán výškou selection h a poloměrem válce r .

$$SR_r = \frac{n_{jt}}{n} \cdot \frac{D}{Z} \quad (5.18)$$

$$n_{jt} = \frac{B_z}{I_z \cdot 2\pi} \quad (5.19)$$

$$n = \frac{2 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2 \cdot Z} \quad (5.20)$$

$$I_z = \rho \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot h \cdot r^2 \quad (5.21)$$

5.6.4 Stanovení Swirl pomocí toku momentu hybnosti

Postup při vyhodnocování Swirl pomocí této metody je obdobný metodě pomocí momentu hybnosti.

Můj postup:

- použití stejné selection jako v případě vyhodnocení pomocí momentu hybnosti
- stanovení toku momentu hybnosti k ose kolmé na osu válce a ve středu selection pomocí makra, které integračně stanoví hodnotu toku momentu hybnosti náplně válce v selection
- použití definiční vztahů

Integrační makro použité pro výpočet toku momentu hybnosti:

```
//
double dens;
double tok_momentu_hybnosti[3];
double unitVector_selection[2];
double vel_U;
```

```

double vel_V;
double vel_W;

$$init
Bind("ElementData:Flow:Density:kg/m^3", dens);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.U:m/s", vel_U);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.V:m/s", vel_V);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.W:m/s", vel_W);

$$formula
tok_momentu_hybnosti[2]=vol*dens*vel_W*(x[1]*vel_U-x[0]*vel_V);
//
selection of unit vector
unitVector_selection[2]=1;
//
divisor =1;

return unitVector_selection[2]*tok_momentu_hybnosti[2];

```

Definiční vztahy pro Swirl:

Základní vztah je stejný, liší se ovšem vzorec pro stanovení otáček náplně válce n_{jt} , ve kterém jsou tokové veličiny. Jsou jimi tok momentu hybnosti \dot{B}_z a průtočný moment setrvačnosti \dot{I}_z . Ve vztahu pro průtočný moment setrvačnosti se objeví hmotnostní tok \dot{m} . Vztah pro fiktivní otáčky motoru n zůstává stejný.

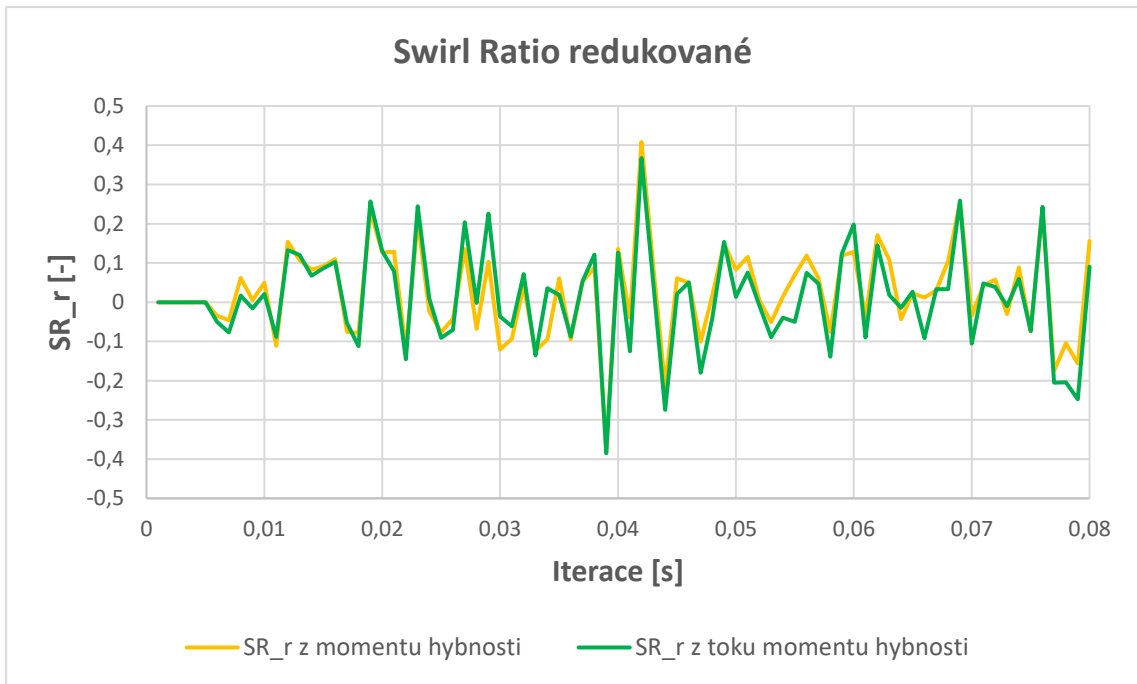
$$SR_r = \frac{n_{jp}}{n} \cdot \frac{D}{Z} \quad (5.22)$$

$$n_{jp} = \frac{\dot{B}_z}{\dot{I}_z \cdot 2\pi} \quad (5.23)$$

$$n = \frac{2 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2 \cdot Z} \quad (5.24)$$

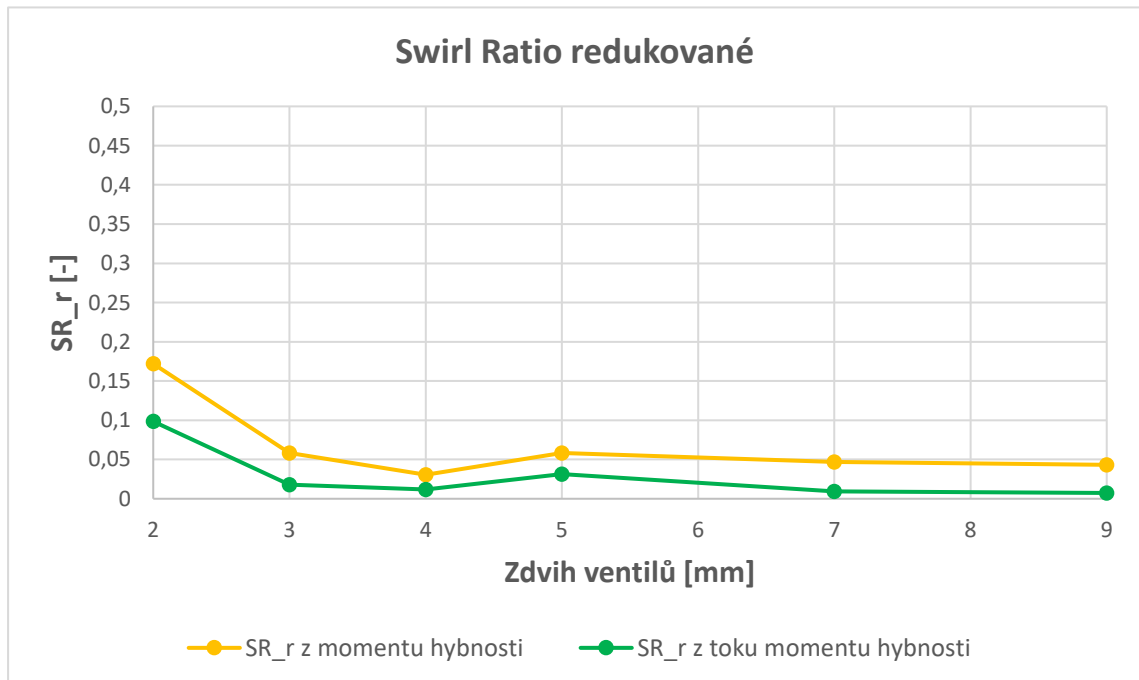
$$\dot{I}_z = \dot{m} \cdot r^2 \quad (5.25)$$

Stejně jako v případě Tumble jsou moment hybnosti i tok momentu hybnosti jako veličiny neustálené. I když je rozkmit hodnot poměrně veliký, je patrné, že obě veličiny, ze kterých plynou výsledné hodnoty Swirl Ratio, kmitají kolem nulové hodnoty. To je v souladu s předpokladem, protože geometrie je symetrická, a tedy není žádný důvod, který by způsoboval víření kolem osy válce na jednu nebo druhou stranu.



Gr. 5.12 Neustálenost obou veličin, ze které plyne neustálenost SR_r ; zdvih 9 mm

Pro výslednou závislost Swirl Ratio na zdvihu ventilů je opět potřeba hodnoty vhodně zprůměrovat.

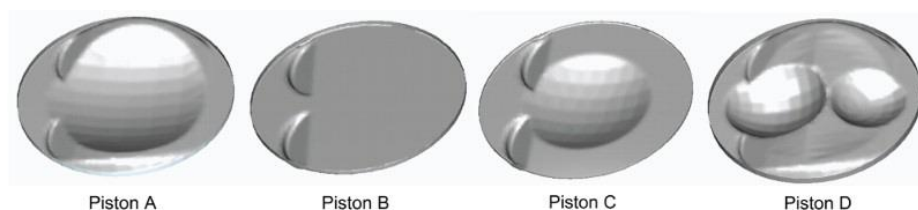


Gr. 5.13 Závislost Swirl Ratio redukované na zdvihu ventilů

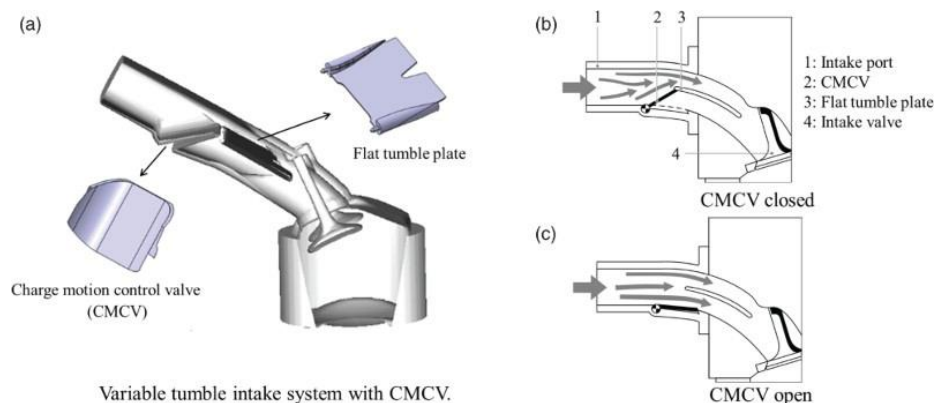
6. Dynamické simulace

6.1 Vliv geometrie na proudění

Ve studii [7] byl posouzen vliv tvaru koruny pístu na příčnou rotaci náplně Tumble a s tím spojenou turbulentní kinetickou energií (TKE). Předmětem zkoumání byl čtyřválcový zážehový motor s přímým vstřikováním, se zdvihem 86 mm, s vrtáním 86 mm a s kompresním poměrem 9,6:1. Autoři srovnávají čtyři konstrukční varianty pístů, obr. 6.1. Simulace byla prováděna ve dvou variantách, které se liší aktivováním Tumble klapky v sacím kanálu viz. 6.2. Systém funguje tak, že se klapka zvedne a spolu s lištou v sacím kanálu vytvoří zúžení, ve kterém dojde k výraznému urychlení proudu vzduchu, které vyvedí výrazné zvýšení rotace náplně válce. V druhé poloze je klapka otevřená a vzduch může proudit z obou stran lišty a k urychlení proudu nedochází.



Obr. 6.1 Čtyři varianty koruny pístu; obrázek převzat z [7]

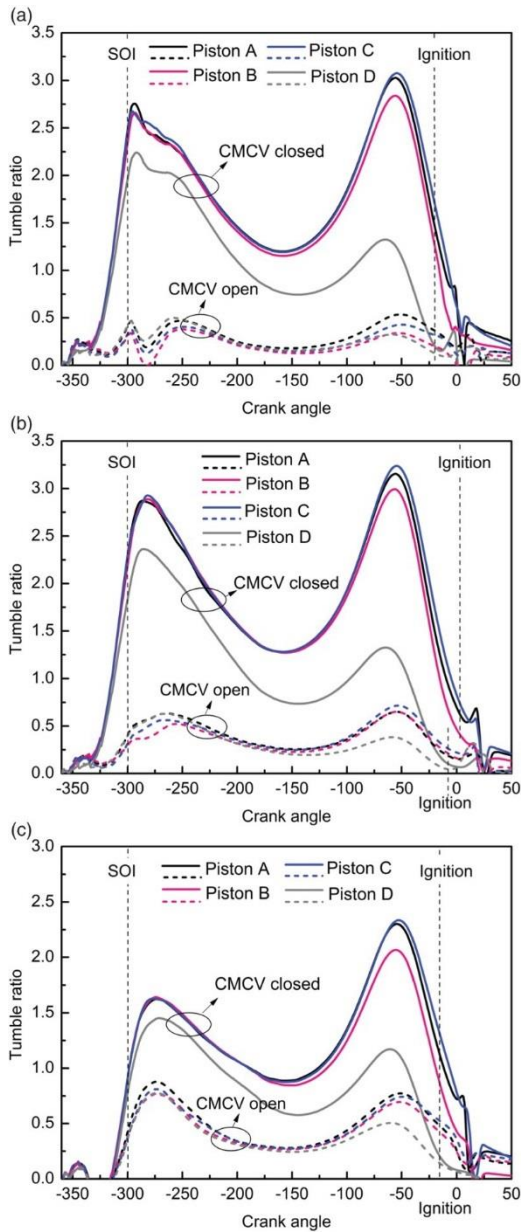


Obr. 6.2 Variabilní Tumble systém; obrázek převzat z [7]

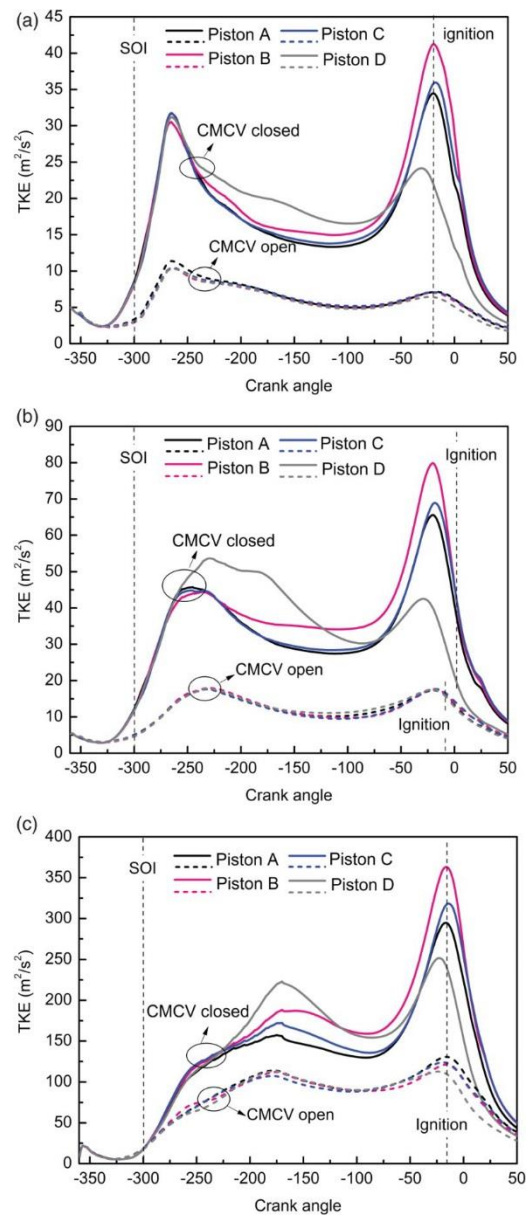
Na následujících trojicích grafů jsou uvedeny Tumble Ratio a Turbulentní kinetická energie při otáčkách a) = 1500 min^{-1} , b) = 2000 min^{-1} , c) = 5500 min^{-1} . Na první pohled je vidět markantní rozdíl mezi režimy s aktivním systémem Tumble klapky (CMCV - closed), který několikrát zvyšuje Tumble Ratio i Turbulentní kinetickou energii u všech čtyřech variant pístů.

Jako nejméně výhodný tvar pístu se jeví typ d) se dvěma prohlubněmi, který je v grafech uveden šedou křivkou. V režimu se zavřenou Tumble klapkou je rozdíl velice markantní. Ve druhém maximu okolo úhlu -50° natočení klikového hřídele je hodnota Tumble Ratio ve všech vyšetřovaných otáčkách přibližně třetinová oproti ostatním třem variantám pístu. V případě otevřené klapky již rozdíl tak markantní není, ale opět jsou hodnoty Tumble Ratio šedě přerušované křivky nejnižší. Nejvýhodnější typ s ohledem pouze na Tumble Ratio je typ pístu c) s mírnou prohlubní uprostřed. Tento typ pístu má ovšem nižší hodnotu Turbulentní kinetické energie, která jak se ukazuje, má výrazný vliv na délku i rychlost hoření. Z toho by se tedy dal vyvodit závěr, že nejvýhodnější tvar pístu s ohledem na Tumble Ratio i na Turbulentní kinetickou energii se jeví typ pístu b), tedy úplně plochý. Má sice nižší hodnoty Tumble Ratio

ve všech třech vyšetřovaných otáčkách než typ c), ale zase má ve všech otáčkách nejvyšší úroveň turbulence. [7]

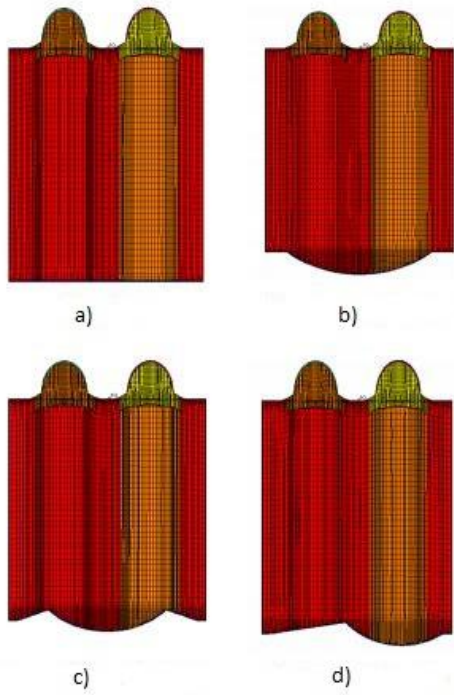


Gr. 6.2 Tumble Ratio; graf převzat z [7]

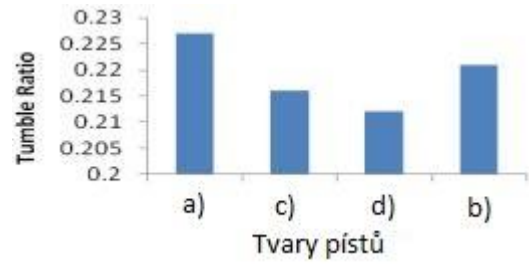


Gr. 6.1 Turbulentní kinetická energie; graf převzat z [7]

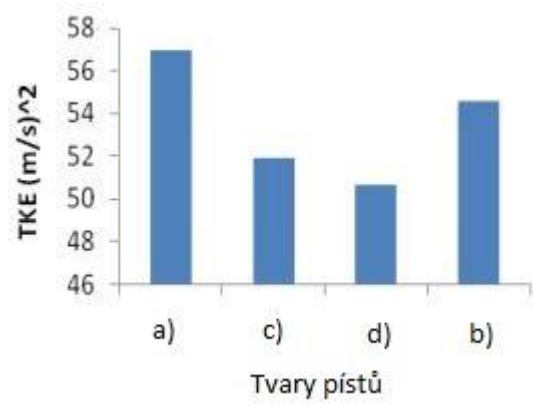
Tyto výsledky se poměrně dobře shodují s další studií [8], ve které autoři také srovnávají vliv tvaru koruny pístu na Tumble Ratio a na Turbulentní kinetickou energii. Vyšetřovaný motor byl opět zážehový motor s přímým vstřikováním. Motor je dvouventilové konstrukce a má vrtání 87,5 mm, zdvih 110 mm a kompresní poměr 10:1. Následující grafy ukazují, že plochý píst vykazuje nejvyšší průměrné hodnoty Tumble Ratio i Turbulentní kinetické energie v sacím a kompresním zdvihu.



Obr. 6.3 Tvary pístů; obrázek převzat z [8]



Gr. 6.3 Srovnání Tumble Ratio s různými typy pístů; graf převzat z [8]

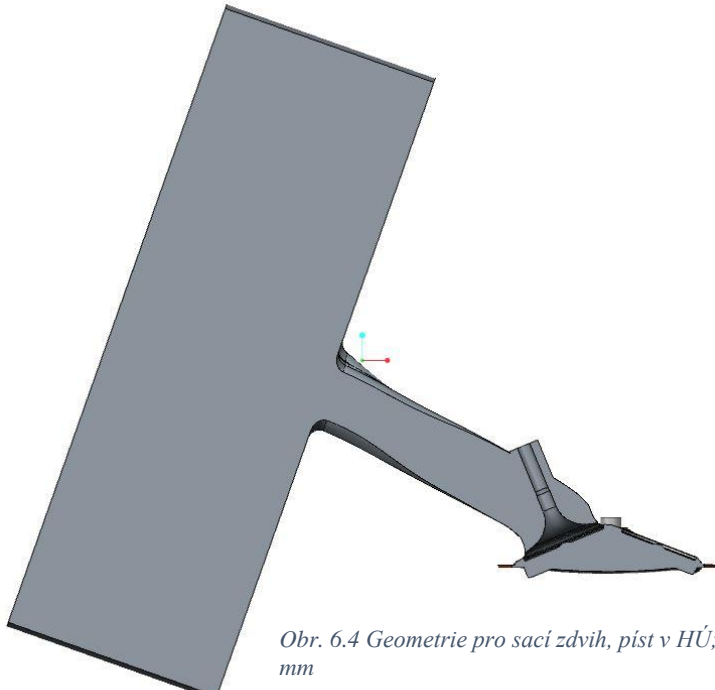


Gr. 6.4 Srovnání Turbulentní kinetické energie; graf převzat z [8]

6.2 Příprava pro dynamickou simulaci

6.2.1 Příprava v programu CREO 2

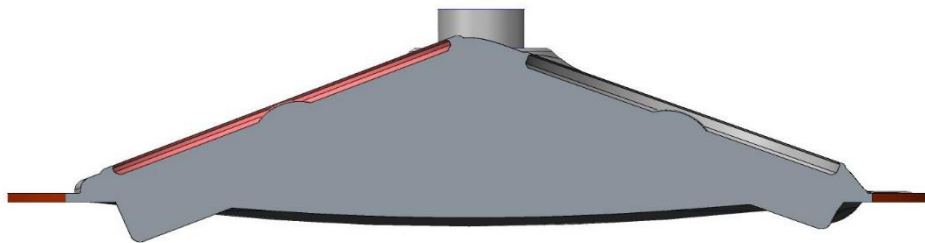
V rámci přípravy na dynamickou simulaci je nutné udělat několik kroků. Prvním je vytvoření geometrií zvláště pro sací a kompresní zdvih, v případě celého cyklu je nutné stejným způsobem připravit geometrie pro interval překrytí ventilů a výfukový zdvih.



Obr. 6.4 Geometrie pro sací zdvih, píst v HÚ; ventil nastaven do zdvihu 0,25 mm

Geometrii pro sací zdvih jsem opět připravil s uklidňovací nádobou.

Kvůli přílišné deformaci elementů při otvírání a uzavírání ventilů, je zvykem začínat otvírání ventilů s již připravenou mezerou alespoň 0,25 mm a při dovírání ventilů skončit se zavíráním opět na zdvihu 0,25 mm.



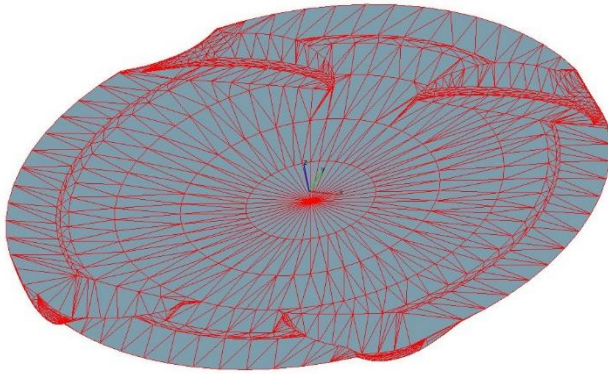
Obr. 6.5 Geometrie pro kompresní zdvih, píst v HÚ, ventil nastaven do zdvihu 0,25mm

6.2.2 Příprava v programu AVL FIRE

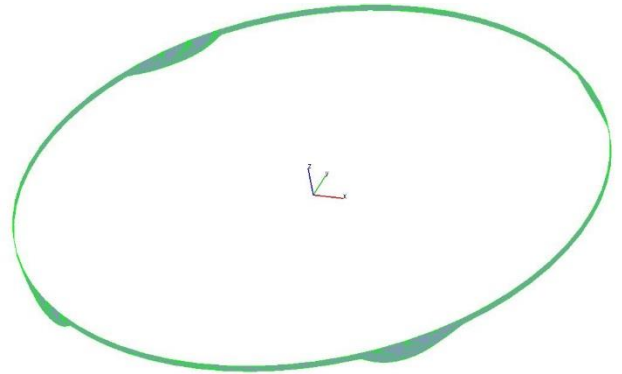
Z takto připravených geometrií je nutné udělat Surface a Edge mesh a dále definovat selections v Surface mesh pro pohyblivé části – ventily a píst. Selections musí být pojmenovány podle konvencí AVL FIRE:

- MOV_piston_buffer
- MOV_piston_moving
- MOV_piston_non_moving
- MOV_valves_buffer
- MOV_valves_moving
- MOV_valves_non_moving [5]

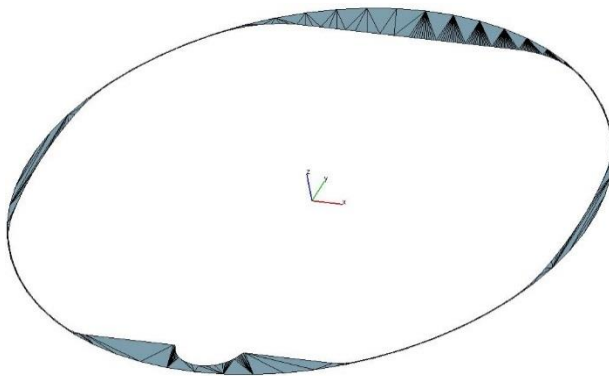
Selection MOV_piston_buffer se při pohybu pístu prodlužuje, MOV_piston_moving se pohybuje a MOV_piston_non_moving (v tomto případě rovina hlavy válců), která funguje jako vztažný objekt.



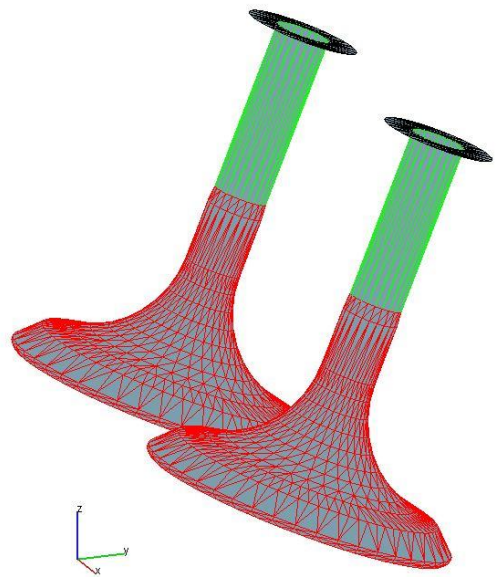
Obr. 6.6 MOV_piston_moving



Obr. 6.7 MOV_piston_buffer



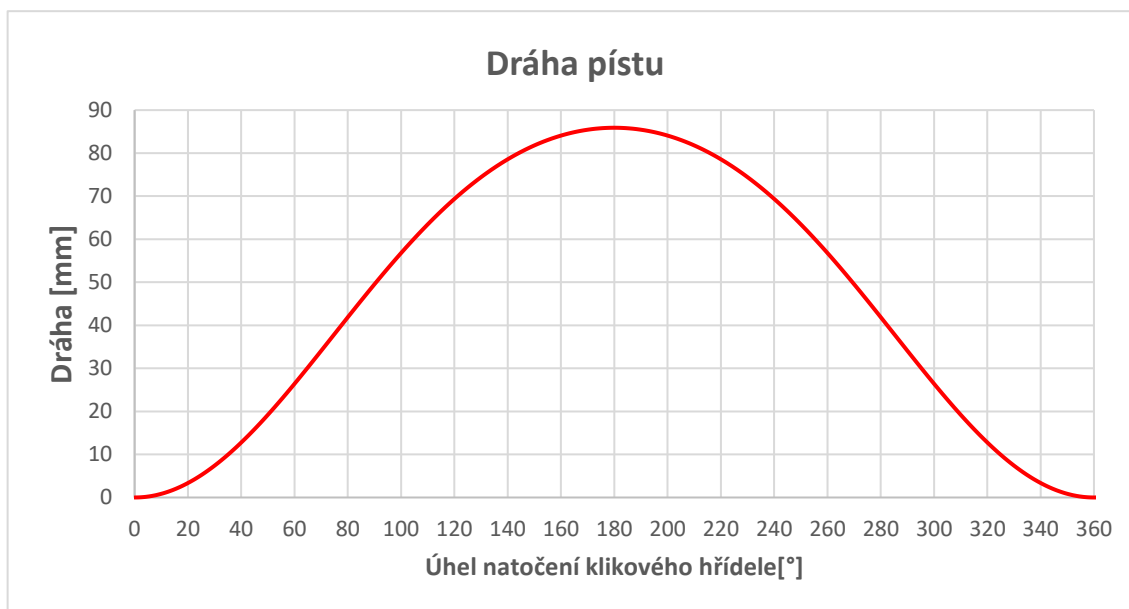
Obr. 6.8 MOV_piston_non_moving



Obr. 6.9 MOV_valves

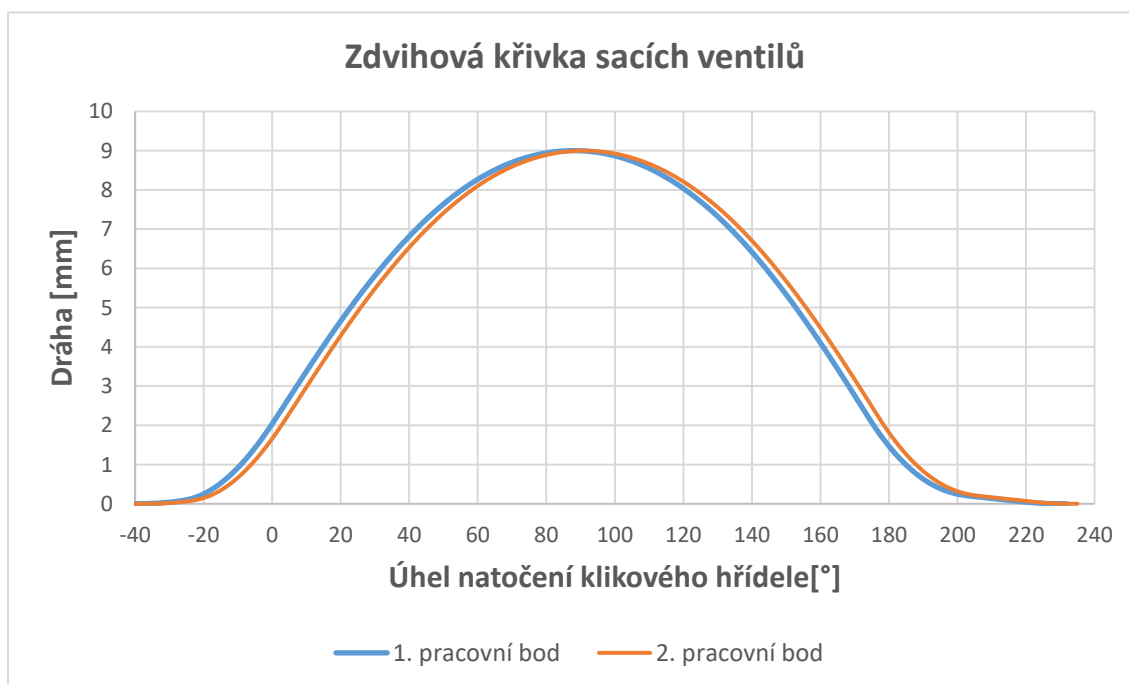
Selection MOV_valves_buffer (zelená) se při pohybu ventilů prodlužuje (nahrazení vysouvání ventilů), MOV_valves_moving se pohybuje a MOV_valves_non_moving opět funguje jako vztažný objekt. Pro zpětné vyhodnocování například vírových čísel pomocí maker je stejně jako v případě statických výpočtů zapotřebí objemové selections. Té se v pohyblivé síti docílí pomocí selections v Surface mesh pojmenované podle konvencí AVL FIRE. Jméno takové selection musí být *v_libovolné jméno*.

Dalším krokem je použití programu Fame Engine Plus z nabídky AVL. V této aplikaci je na záložce Moving definitions nutné přidat MOV_piston a MOV_valves, čímž se automaticky k pístu i ventilům načtou všechny tři selections. Dále se musí definovat pohyb pístu a ventilů. Pro pohyb pístu lze využít možnost Piston displacement function, kde stačí zapsat délku ojnice a zdvih. Další možností je importování *dat souboru s hodnotami aktuálního zdvihu a příslušného úhlu ve dvou sloupcích.



Gr. 6.5 Kinematika pístu

Pro pohyb ventilů je nutné importovat v *dat souboru zdvihovou křivku ventilů. Po dohodě se Škoda Auto jsem simuloval dva pracovní body, které se liší v natočení vaček. Zdvihová křivka samotná je totožná, je však o 3° posunutá.



Gr. 6.6 Zdvihová křivka sacích ventilů, dva pracovní body

Dále je potřeba definovat směr pohybu ventilů a pístu pomocí souřadnic dvou bodů definujících osu ventilu a osu válce. Poté se na záložce Input surface vloží Surface mesh a Edge mesh zvlášť vytvořené pro sací a kompresní zdvih a stanoví se interval natočení klikového hřídele, ve kterém jsou platné.

6.3 Nastavení pro vytvoření sítě

V prostředí Fame Engine Plus lze na záložce Settings nastavit všechny parametry sítě podobně jako v prostředí Fame HEXA, nebo lze případně hotové nastavení importovat. Krokem navíc v nastavení sítě oproti statickým výpočtům je u dynamických síťovacích intervalů. Jsou to položky Maximal create step vyjadřující maximální délku jednotlivých intervalů, po kterých budou síť generovány, a Maximal move step vyjadřující maximální natažení sítě v daném intervalu. Obvyklá hodnota je 20° natočení klikového hřídele pro Maximal create step a 10° pro Maximal move step. Je zvykem nastavovat delší intervaly, protože výsledkem bude méně sítí, čímž se zkrátí výpočetní čas. Ovšem při příliš dlouhém intervalu, zvlášť v blízkosti horní úvratě, kde ve válci není příliš mnoho vrstev elementů, může dojít k přílišné deformaci elementů vlivem natahování nebo naopak stlačování sítě, což vyústí v negativní objemy ve zpětné kontrole sítě. Tyto negativní objemy je možné zobrazit a tím detekovat místo problému. Možnou příčinou vzniku negativních objemů jsou například příliš velké elementy v oblastech důležitých hran. Tam příliš velké elementy nejsou schopné dobře vystihnout tvar geometrie a dochází k problémům. Síť s negativními objemy nelze použít pro výpočet a síťovací proces se musí opakovat s upravenými zjemněními v důležitých místech nebo kratším síťovacím intervalem.

6.4 Nastavení výpočtu

Jedná se o nastavení výpočtu pomocí Solver steering file. Kromě nejpodstatnějších informací ohledně okrajových a počátečních podmínek vypisují i vlastnosti proudícího média – vzduchu a také použitý model turbulence a podmínky konvergence.

Run mode	Crank-Angle	
	Delta_alpha: 0.1 deg	
	Start angle: 0 deg	
	End angle: 360 deg	
	Engine speed: 2000 1/min (3500 pro 2. pracovní bod)	
Module activation	none	
Boundary condition	Inlet/Outlet	Mixed Pressure: 0.819 bar (0.838 bar) *
		Temperature: 300 K
Fluid properties	Compressible air	
Initial condition	Pressure: 100000 Pa	
	Density: 1.1033 kg/m ³	
	Temperature: 300 K	

Equation control	Momentum & Continuity: Yes	
	Turbulence: LES (nebo k- ζ -f)	
	Underrelaxation factors	Momentum: 0.1-0.6
		Pressure: 0.3-0.425
		Turb. Kin. Energy: 0.4
		Turb. Diss. Rate: 0.4
		Energy: 0.8
		Mass source: 1
		Viscosity: 1
		Scalar: 0.8
Convergence criteria	Pressure: 0.0035	
	Momentum: 0.01	
	Energy: 0.01	

Tab. 6.1 Nastavení dynamického výpočtu

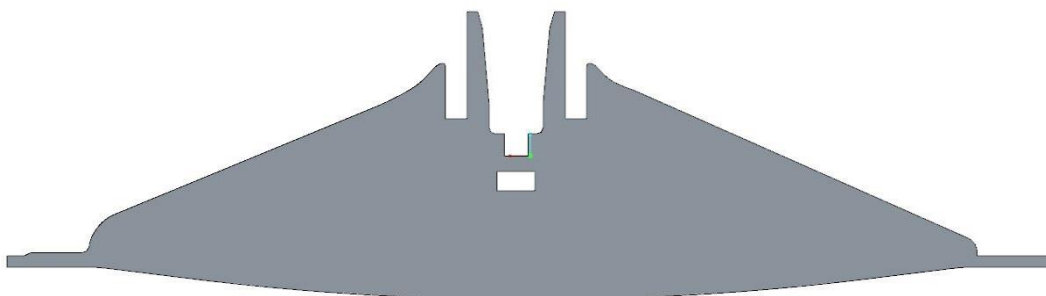
*Tlaky 0,819 a 0,838 bar pro 1. a 2. pracovní bod odpovídají skutečným tlakům v sání a vyjadřují zatížení při otáčkách viz následující tabulka.

	tlak v sání [bar]	otáčky [min ⁻¹]	moment [Nm]
1. pracovní bod	0,819	2 000	100
2. pracovní bod	0,838	3 500	120

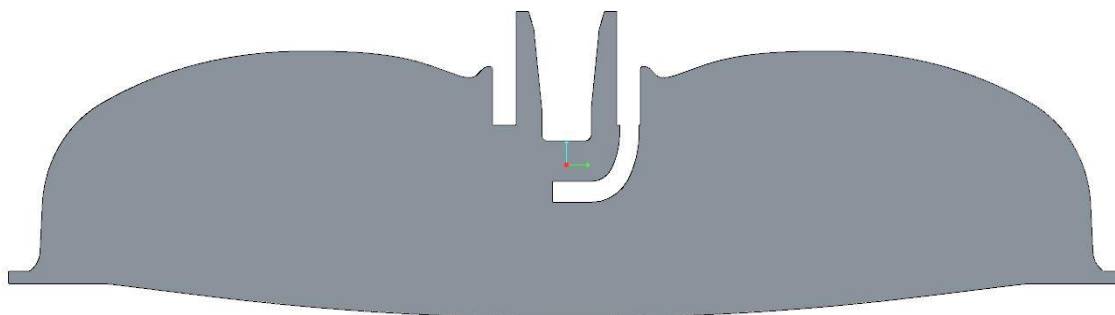
Tab. 6.2 Parametry pracovních bodů

6.5 Konstrukční úpravy spalovacího prostoru a koruny pístu

Při konstrukčních úpravách jsem vycházel z původního spalovacího prostoru motoru ze Škoda Auto viz dva následující vzájemně na sebe kolmé řezy přes osu válce.

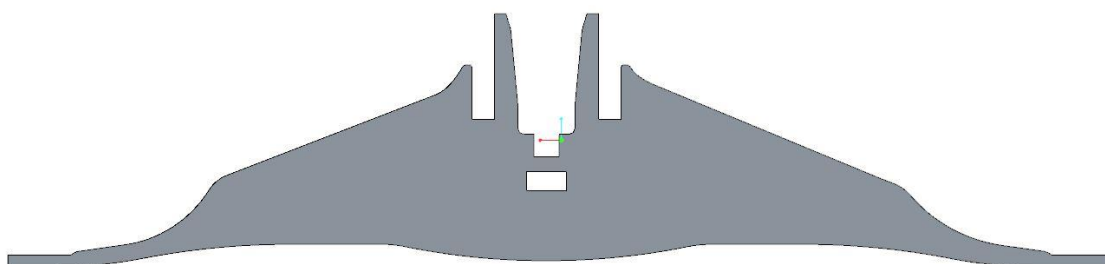


Obr. 6.10 Původní geometrie – řez 1

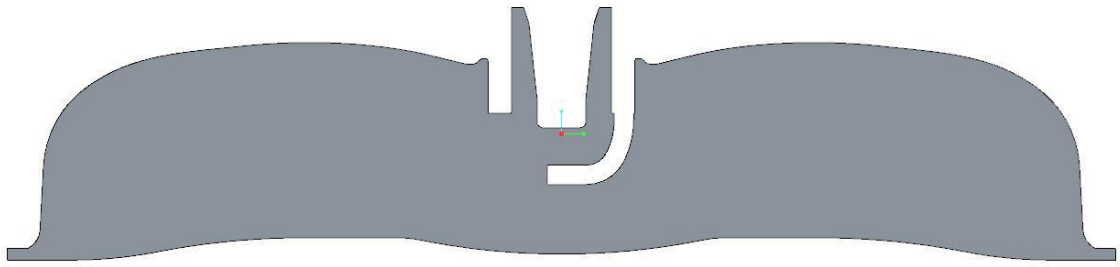


Obr. 6.11 Původní geometrie – řez 2

Následující úprava spočívala v první řadě ve vymodelování vlastního spalovacího prostoru podle původní předlohy a ve vytvoření antidetonačních štěrbin na sací i výfukové straně viditelné na prvním řezu. Koruna pístu je ve středu lehce prohnutá, od středu se však oproti původnímu mírně zvedá a směrem k okraji opět snižuje.

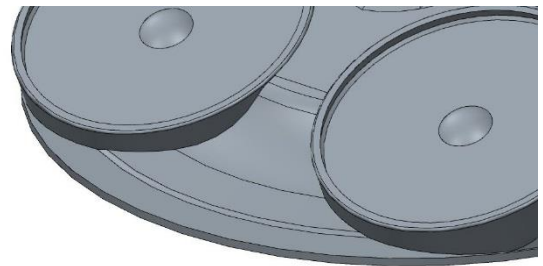


Obr. 6.12 Varianta mod2 – řez 1

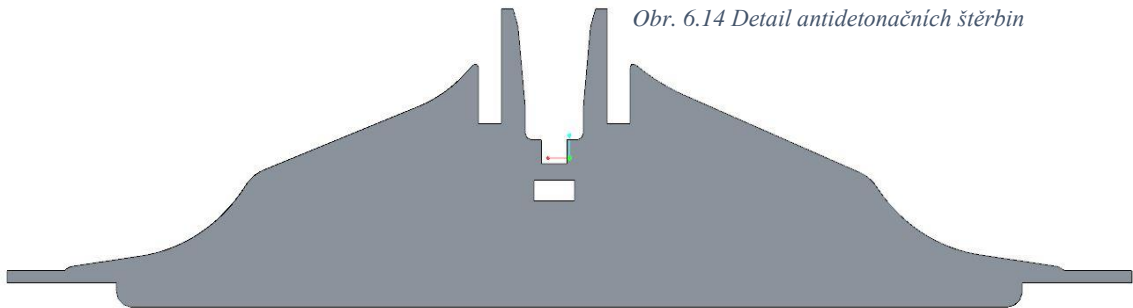


Obr. 6.13 Varianta mod2 – řez 2

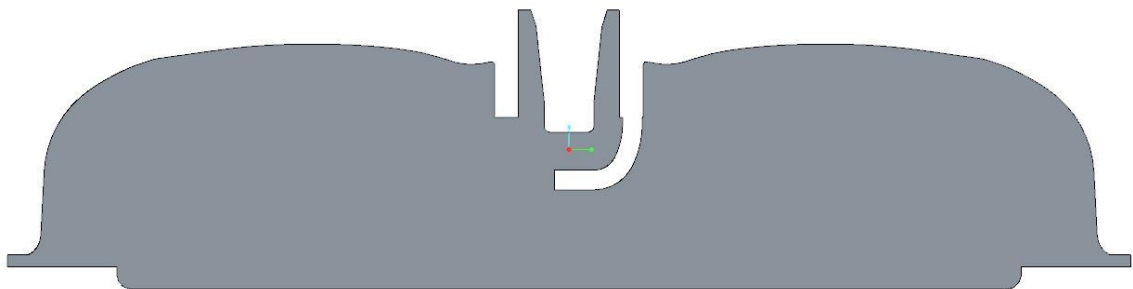
Na další variantě (mod4) spalovacího prostoru jsou prodlouženy antidetonační štěrbiny a jejich rozevírání směrem ke středu válce je pozvolnější. Ke spalovacímu prostoru jsem pro posouzení vlivu tvaru pístu na proudové pole vymodeloval velmi odlišný tvar. Korunu pístu tak tvoří kruhová prohlubeň o průměru 60 mm a hloubce 1,5 mm.



Obr. 6.14 Detail antidetonačních štěrbin

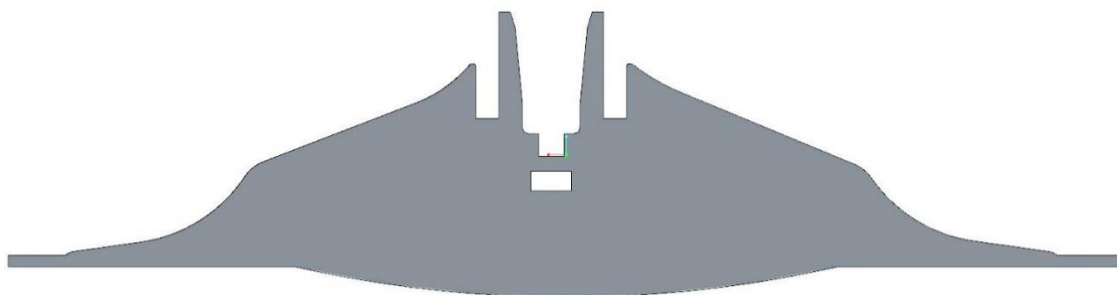


Obr. 6.15 Varianta mod4 – řez 1

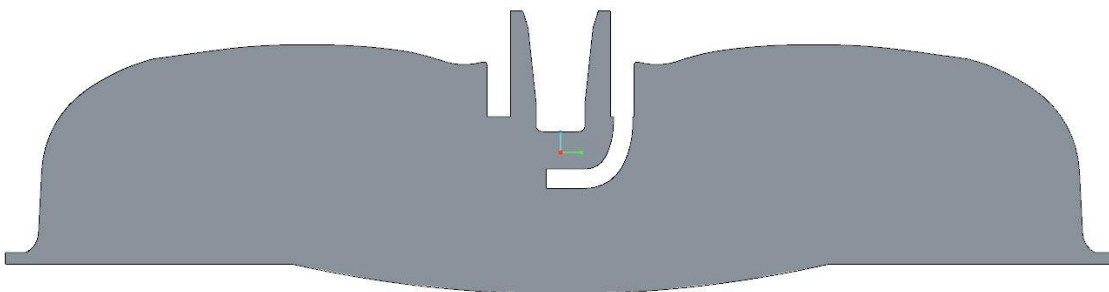


Obr. 6.16 Varianta mod4 – řez 2

Na následující (mod5) variantě jsem použil spalovací prostor z varianty mod4 a vytvořil jsem nový tvar koruny pístu. V pístu je prohlubeň o průměru 36 mm a maximální hloubce 2 mm v ose válce.



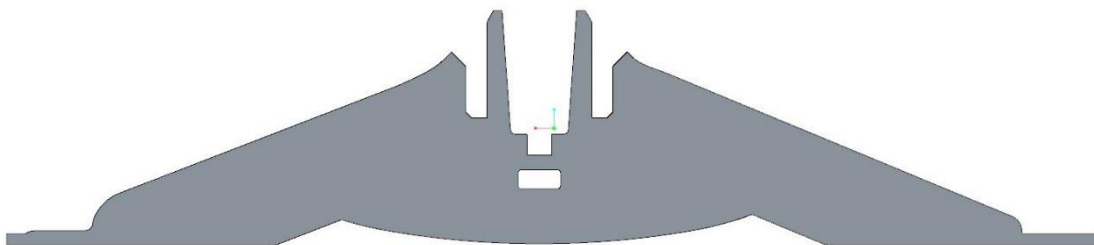
Obr. 6.17 Varianta mod5 – řez 1



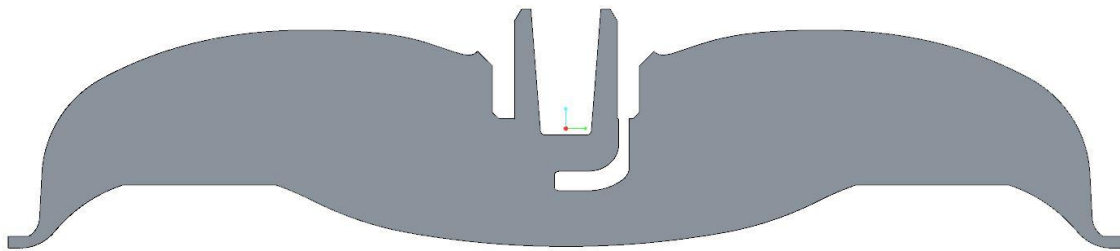
Obr. 6.18 Varianta mod5 – řez 2

Pro posouzení vlivu tvaru spalovacího prostoru jsem použil tvar koruny pístu jako ve variantě mod5 a k němu jsem přidal spalovací prostor ze základní geometrie. Tuto variantu uvádím v následujících výsledcích jako mod6.

V rámci porovnání výsledků jsem použil následující geometrii, kterou jsem převzal ze Škoda Auto. Spalovací prostor je totožný s variantou původní geometrie, velmi se však liší tvar koruny pístu. Píst zabíhá až do prostoru spalovacího prostoru v hlavě válců, což je patrné z řezu č. 2.



Obr. 6.19 Varianta mod9 – řez 1



Obr. 6.20 Varianta mod9 – řez 2

6.6 Vyhodnocení vírových čísel při dynamickém výpočtu

Princip vyhodnocení je podobný jako v případě vyhodnocování statických simulací, ale jsou zde určité odlišnosti. První z nich je, že se počítá se skutečnými otáčkami motoru, a ne s fiktivními, které se dopočítávají z průtoku. Druhou je vyhodnocovací oblast. V případě statických simulací jsem měl stanovenou tenkou výpočetní oblast v konkrétní vzdálenosti od roviny hlavy válců. Tento přístup u dynamických simulací nebyl možný, takže jsem jako výpočetní oblast volil celý spalovací prostor a celý objem válce, který se samozřejmě v průběhu výpočtu mění s tím, jak se pohybuje píst. Pro vyhodnocování je potřeba vytvořit objemovou selection, čehož se dá docílit pomocí pojmenování dle konvencí AVL FIRE. Plochy ohraničující tuto oblast (spalovací prostor, stěny válce a koruna pístu) se musí uložit jako jedna Selection a pojmenovat jí *v_name_of_selection*. [5]

Tím se pochopitelně zkomplikoval výpočet momentu setrvačnosti. V případě statického výpočtu jsem mohl snadno využít analytického vzorce pro moment setrvačnosti tenkého válce o známých rozměrech, zde jsem musel využít numerický přístup pomocí integračního makra v AVL FIRE. U dynamických výpočtů budu vycházet pouze z přístupu momentu hybnosti, protože průtok, ze kterého vychází přístup toku momentu hybnosti je v celém kompresním zdvihu nulový.

6.6.1 Stanovení Tumble

Můj postup:

- stanovení momentu hybnosti k ose kolmé na osu válce definované výpočetní oblasti integračním makrem stejným způsobem jako v případě statických simulací (opět v osmi polohách)
- stanovení momentu setrvačnosti k ose x dané výpočetní oblasti pomocí integračního makra
- použití definičních vztahů

Příklad integračního makra pro stanovení momentu setrvačnosti k ose x:

```
//
double dens;
double moment_setrvacnosti[3];
double unitVector_selection[3];
double weight;
```

```

//pro offset ss:
double ang;
double ang_rad;
double shift_coordinateSystem[3];
int nc;
double t;

$$init
ang=t;
//
//shift of coordinate system:
//
ang_rad=ang*(3.14159265/180);
shift_coordinateSystem[0]=0;
shift_coordinateSystem[1]=0;
shift_coordinateSystem[2]=0.007-0.5*0.04295*(1-
cos(ang_rad)+0.1533928571*sin(ang_rad)*sin(ang_rad));

print "*****";
print "INFO: angle =",ang,"degCA";
print "INFO: posun =",shift_coordinateSystem[2],"m";
print "*****";
Bind("ElementData:Flow:Density:kg/m^3", dens);

$$formula
//
moment_setrvacnosti[0]=vol*dens*(x[1]*x[1]+(x[2]+shift_coordinateSystem[2])*(x[2]+shift_coordinateSystem[2]));
moment_setrvacnosti[1]=0;
moment_setrvacnosti[2]=0;

//
//selection of unit vector
unitVector_selection[0]=1;
unitVector_selection[1]=0;
unitVector_selection[2]=0;

//
divisor =1;
return
unitVector_selection[0]*moment_setrvacnosti[0]+unitVector_selection[1]*moment_setrvacnosti[1]+unitVector_selection[2]*moment_setrvacnosti[2];

```

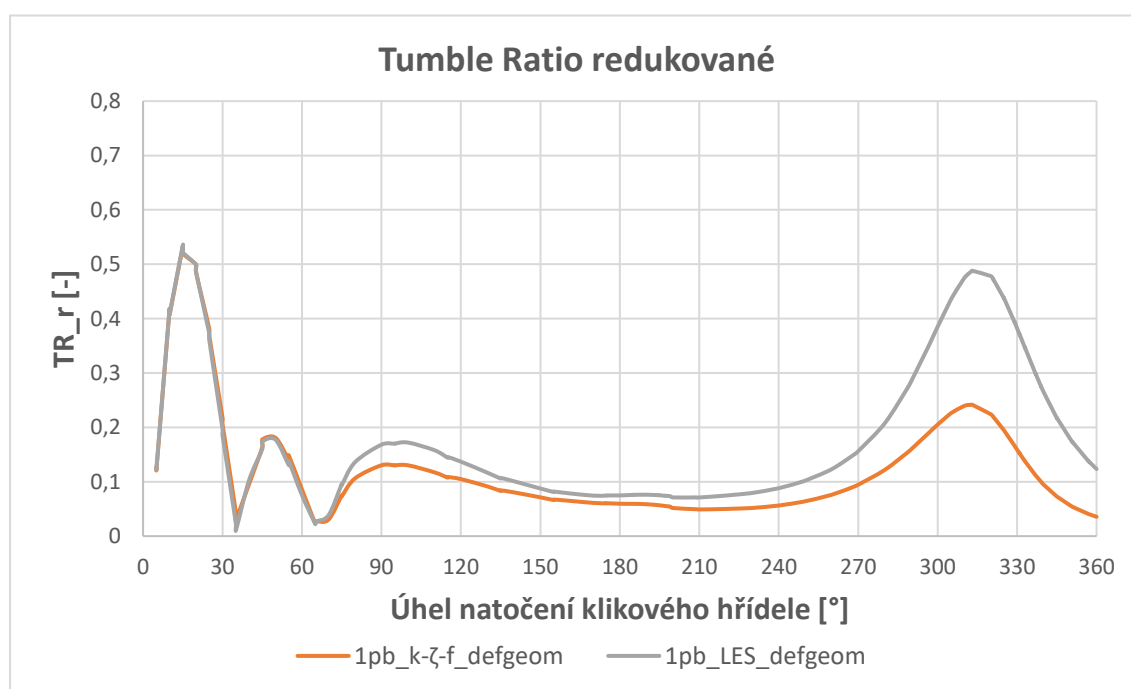
Ve statických výpočtech jsem moment hybnosti integračním makrem vyhodnocoval k ose ve středu selection. To šlo snadno zařídit pomocí konstantního posunu. Abych tuto skutečnost zachoval i u dynamických simulací, musel jsem akceptovat fakt, že poloha osy x ve středu mé selection závisí na aktuální pozici pístu. Proto v řádce shift_coordinateSystem[2] definuji vztah, podle kterého se vypočítává v závislosti na aktuálním úhlu otočení klikového hřídele hodnota, o kterou je nutné posunout souřadný systém po ose z dolů tak, aby osa x byla vždy ve středu stanovené selection. To provedu v řádce moment_setrvacnosti[0], kde tuto hodnotu přičítám k z-ové hodnotě souřadnice x[2]. Tuto úpravu makra jsem provedl stejně pro výpočet momentu hybnosti i momentu setrvačnosti.

Definiční vztahy pro Tumble:

$$TR_r = \frac{n_{jp}}{n} \cdot \frac{D}{Z} \quad (6.1)$$

$$n_{jp} = \frac{B_x}{I_x \cdot 2\pi} \quad (6.2)$$

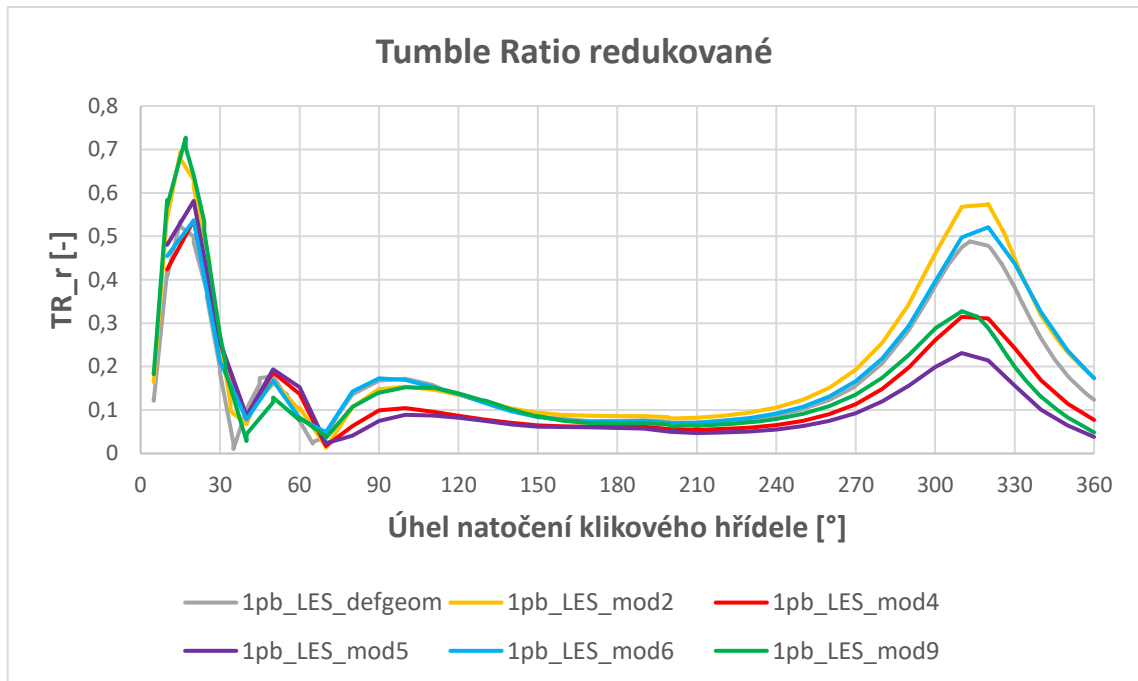
Na následujících grafech uvádím výsledky Tumble Ratio ze simulovaného sacího a kompresního zdvihu. Pro zkrácení popisků v legendě jsem první a druhý propočítávaný pracovní bod značil 1pb a 2pb. Tyto dva pracovní body se liší časováním ventilů, tlakem v sání a otáčkami viz kapitoly 6.2.2 a 6.4. Původní geometrii značenou defgeom jsem v rámci testování simuloval pomocí modelů turbulence k- ζ -f i LES, mezi kterými je viditelný (zvláště ke konci kompresního zdvihu) poměrně výrazný rozdíl v hodnotách. To může být způsobeno skutečností, že model LES lépe zachytává malé vírové struktury, které se zvláště ke konci kompresního zdvihu, kdy postupným stlačováním dochází k rozbíjení velkého víru na menší, a ty se velmi podílí na celkovém momentu hybnosti.



Gr. 6.7 Srovnání Tumble Ratio prvního pracovního bodu

První prudký nárůst hodnoty Tumble Ratio na počátku sacího zdvihu může být způsoben kombinací narůstajícího průtoku přes sací ventily a toho, že píst svým pohybem dolů proud vzduchu nasává a tím urychluje. Následující zakmitání má pravděpodobně více příčin, které není snadné přesně specifikovat. Jednou z nich by však mohlo být odražení tlakových vln. Na následujícím grafu uvádím srovnání Tumble Ratio konstrukčních variant uvedených v

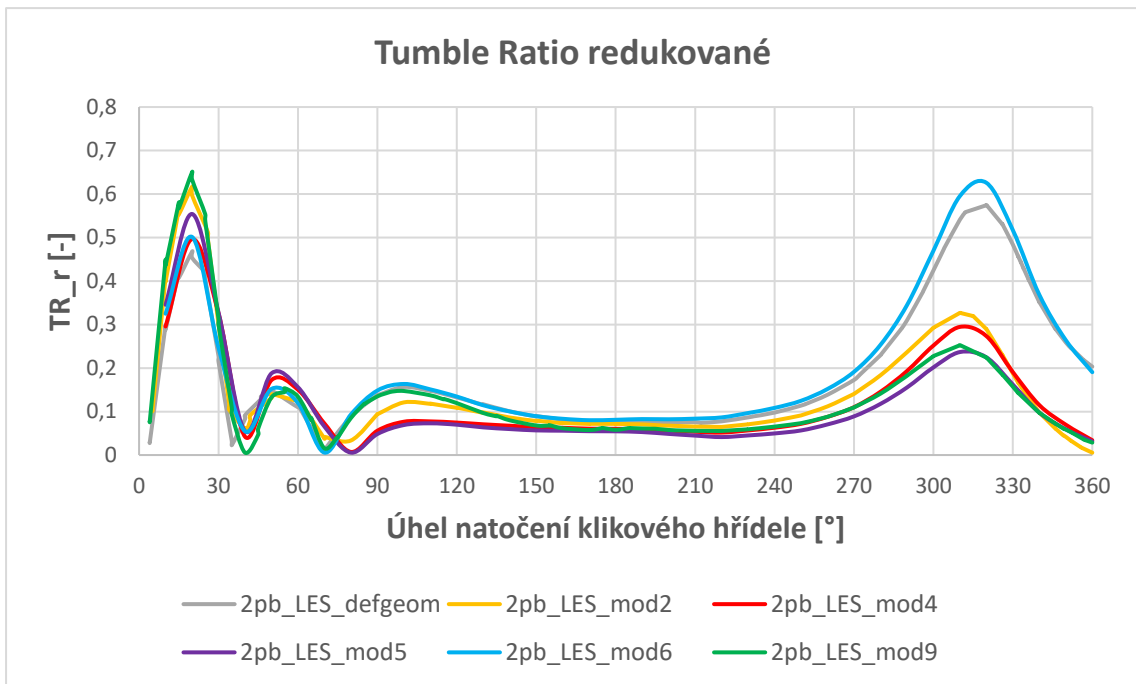
kapitole 6.5. Pro lepší vzájemnou srovnatelnost uvádím už pouze výsledky modelu turbulence LES.



Gr. 6.8 Srovnání Tumble Ratio konstrukčních variant; 1. pracovní bod

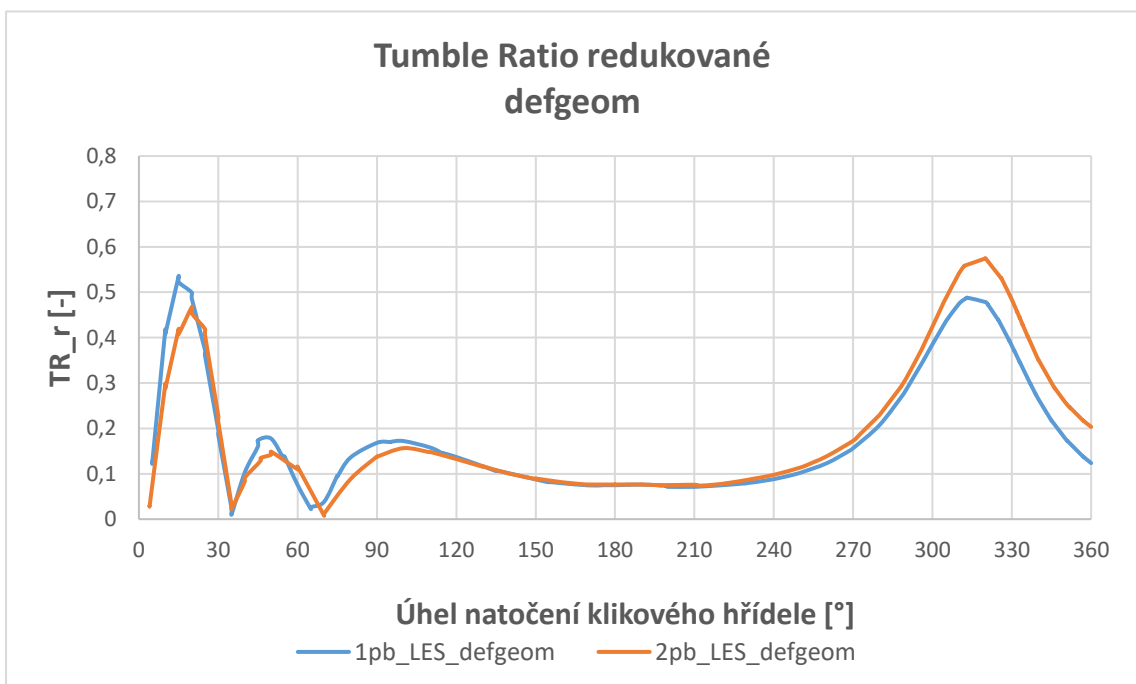
Z grafu prvního pracovního bodu je vidět, že varianty mod4, mod5 a mod9 dosahují ke konci kompresního zdvihu výrazně nižších hodnot než varianty mod2, mod6 a základní geometrie. Nižší hodnota v kompresním zdvihu u varianty mod9, která má výrazně vystouplý píst, je pravděpodobně způsobena tím, že takto tvarovaný píst hůře obrací proud vzduchu z velké části tekoucí po stěně, což snižuje tendenci roztáčení příčného víru při jeho stlačování při pohybu pístu vzhůru. Tuto teorii částečně podporuje fakt, že varianty mod6 a mod9 mají stejný spalovací prostor a liší se právě tvarem pístu, přičemž varianta mod6 dosahuje výrazně lepších hodnot než mod9. Naopak jako zarážející se jeví fakt, že varianty mod5 a mod6, které mají totožný tvar koruny pístu a liší se tvarem spalovacího prostoru, dosahují také velmi výrazně rozdílných hodnot, což ukazuje i na vliv tvaru spalovacího prostoru. U varianty mod2 vidíme mírně vyšší hodnoty v kompresním zdvihu oproti původní geometrii a variantě mod6. To je opět způsobeno spíše vlivem pístu, přestože rozdíly ve tvaru koruny pístu mezi těmito variantami nejsou příliš velké. Přidání antidetonačních štěrbin viz obr. 6.14 spíše podporuje proudění směrem od stěn válců do spalovacího prostoru, což by mělo podporovat Tumble. Proto je podle mě tak výrazně nižší hodnota v kompresním zdvihu u varianty mod5 zarážející a je možný i vliv mezicyklové variability. Tím, že simulují pouze jeden cyklus, mohou do výsledků vstupovat určité nepřesnosti.

Na následujícím grafu uvádím výsledky Tumble Ratio pro druhý pracovní bod.

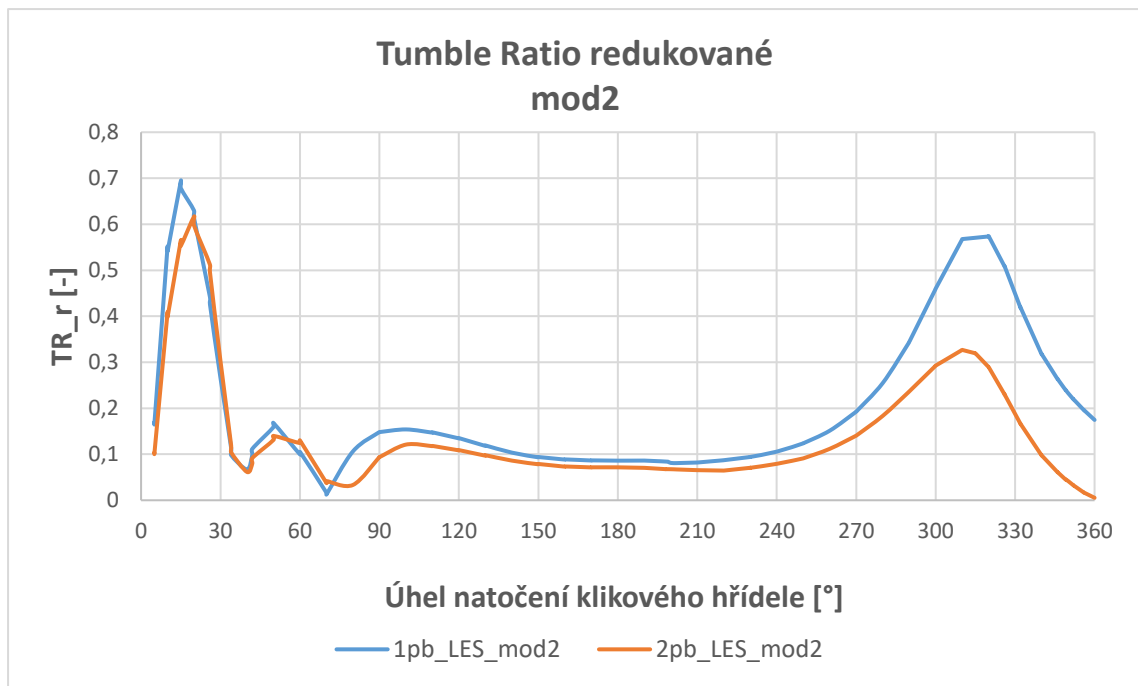


Gr. 6.9 Srovnání Tumble Ratio konstrukčních variant; 2. pracovní bod

Jako velmi zvláštní se jeví fakt, že varianta mod2, která v prvním pracovním bodě dosahovala lepší hodnoty v kompresním zdvihu než původní geometrie, má ve druhém pracovním bodě hodnoty výrazně nižší. Zároveň hodnota Tumble Ratio v kompresním zdvihu u původní geometrie je v druhém pracovním bodě dokonce vyšší než v prvním, viz následující dva grafy.



Gr. 6.10 Srovnání 1. a 2. pracovního bodu původní geometrie



Gr. 6.11 Srovnání 1. a 2. pracovního bodu varianty mod2

Pro objasnění těchto zvláštních rozdílů by bylo zapotřebí v první řadě nesimulovat pouze jeden cyklus, ale simulovat protáčený motor a následně pak větší množství cyklů za sebou průměrovat. Dalším logickým krokem by byl větší počet pracovních bodů stanovených větším rozsahem otáček a větším rozsahem zatížení, kterým by odpovídaly příslušné tlaky v sání. To ovšem i při malém počtu počítaných konstrukčních variant představuje velké výpočetní, datové i časové nároky, kvůli kterým jsem takto detailní postup nemohl podstoupit.

6.6.2 Stanovení Swirl

Můj postup:

- stanovení momentu hybnosti k ose z definované výpočetní oblasti integračním makrem stejným způsobem jako v případě statických simulací
- stanovení momentu setrvačnosti k ose z dané výpočetní oblasti pomocí integračního makra
- použití definičních vztahů

Příklad integračního makra pro stanovení momentu setrvačnosti k ose z:

```
//
double dens;
double moment_setrvacnosti[3];
double unitVector_selection[3];
double weight;

$$init

Bind("ElementData:Flow:Density:kg/m^3", dens);

$$formula
//
```

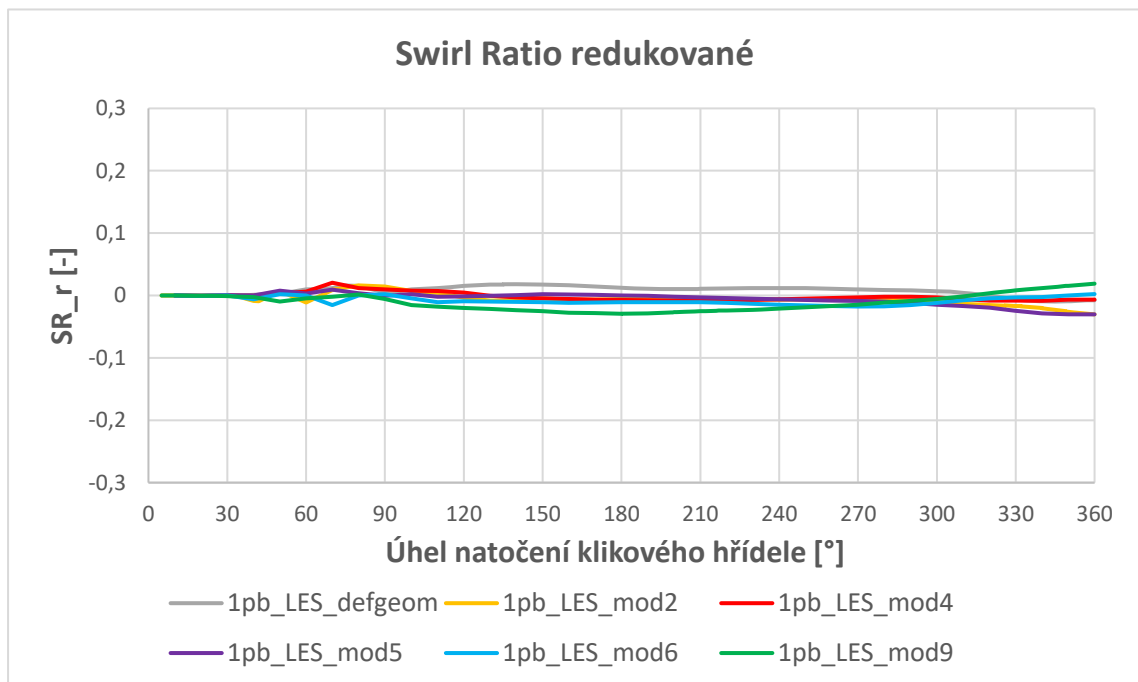
```

//
moment_setrvacnosti[0]=vol*dens*(x[0]*x[0]+x[1]*x[1]);
moment_setrvacnosti[1]=0;
moment_setrvacnosti[2]=0;
//
//selection of unit vector
unitVector_selection[0]=1;
unitVector_selection[1]=0;
unitVector_selection[2]=0;
//
divisor =1;
return
unitVector_selection[0]*moment_setrvacnosti[0]+unitVector_selection[1]*moment_setrvacnosti[1]+unitVector_selection[2]*moment_setrvacnosti[2];

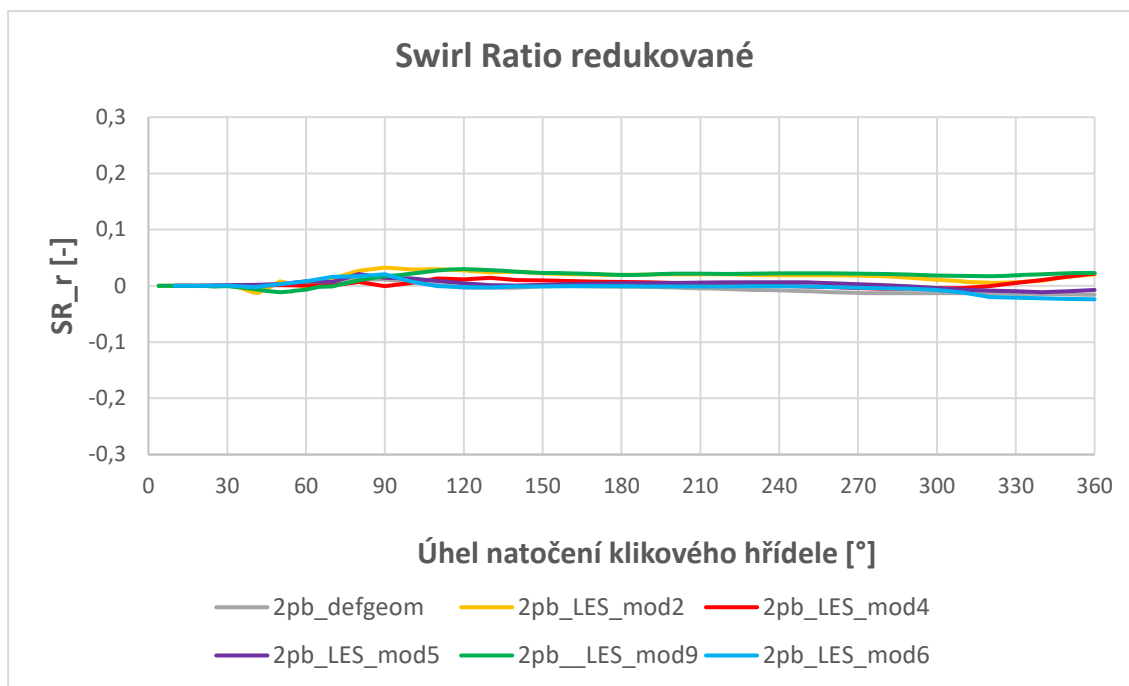
```

V tomto případě bylo stanovení momentu setrvačnosti jednodušší o skutečnost, že zde do výpočtu nezasahuje z-ová souřadnice, takže nebylo potřeba do makra zapsat řádky pro určení hodnoty posunu souřadného systému po ose z jako případě vyhodnocení Tumble.

Na následujících grafech uvádím výsledky Swirl Ratio ze simulovaného sacího a kompresního zdvihu. Z grafů prvního i druhého pracovního bodu je vidět, že hodnoty Swirl Ratio se drží velmi blízko nule, což opět odpovídá předpokladům symetrické geometrie. Záporné hodnoty u některých křivek znamenají pouze opačný směr otáčení kolem osy Z. Hodnoty jsou ve všech případech tak malé, že se jedná spíše o mezicyklovou variabilitu, a kdybych provedl simulaci protáčeného motoru, abych mohl simulovat více cyklů za sebou, které bych pak zprůměroval, dosáhl bych tím pravděpodobně téměř nulové hodnoty.



Gr. 6.12 Srovnání Swirl Ratio konstrukčních variant; 1. pracovní bod



Gr. 6.13 Srovnání Swirl Ratio konstrukčních variant; 2. pracovní bod

6.7 Srovnání dynamických výpočtů se statickými

V první řadě je nutné podotknout, že se z několika důvodů nejedná o snadné porovnání. Tím nejzřejmějším je fakt, že vírová čísla u statických simulací závisí na zdvihu ventilů a u dynamických výpočtů na aktuálním úhlu natočení klikového hřídele. Dalším z nich je vliv okrajových podmínek. Statické výpočty jsem simuloval s obvyklým tlakovým spádem 5 kPa, což je zavedená zvyklost. Dynamické výpočty jsem však prováděl s okrajovou podmínkou tlaku na vstupu 0.819 bar pro první a 0.838 bar pro druhý pracovní bod. Těmito tlaky je vyjádřené zatížení motoru při otáčkách 2000 min^{-1} pro první a 3500 min^{-1} pro druhý pracovní bod. Dalším zásadním rozdílem mezi statickými a dynamickými výpočty je fakt, že statický výpočet zohledňuje pouze vliv geometrie sacích kanálů, zatímco dynamické výpočty zohledňují vliv tvaru koruny pístu, spalovacího prostoru, vliv časování ventilů a v neposlední řadě i vliv otáček a zatížení motoru, které specifikuje tlak na vstupu.

Z průběhů Tumble Ratio u dynamických simulací je vidět, že maximum hodnoty v sacím zdvihu nenastává v okamžiku maximálního zdvihu ventilů (viz graf zdvihových křivek v kapitole 6.2.2), ale mnohem dříve, což znovu odkazuje na vliv pístu, který svým pohybem píst velmi ovlivňuje. Hodnotu maxima v kompresním zdvihu, která je z hlediska procesu spalování důležitější, statické výpočty samozřejmě nemají šanci postihnout, což vyzdvihuje důležitost dynamických simulací oproti těm statickým.

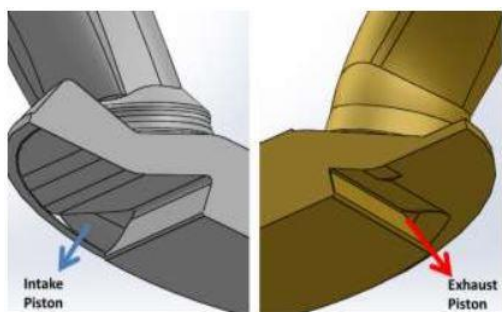
Z předchozího vyplývá i volba mezi těmito zkouškami, kterou bychom zvažovali v různých případech. V případě, že chceme posoudit pouze vliv geometrie odlišných sacích kanálů, je výhodnější vzhledem k menší náročnosti přípravy volit statický výpočet. Když pomocí statických výpočtů zjistíme například dvojnásobně vyšší Tumble Ratio oproti jiné geometrii sacích kanálů, dá se s jistotou říci, že z dynamického výpočtu Tumble Ratio také vyjde vyšší. Říci ovšem, že vyjde také dvojnásobně vyšší už není možné kvůli vlivům popsaným výše. V případě, že chceme posuzovat vliv geometrie koruny pístu, spalovacího

prostoru nebo otáček a zatížení tak už nám statická zkouška nestačí a je nutné udělat dynamickou zkoušku.

Z toho je zřejmé, že tyto dvě zkoušky není reálně poctivě srovnávat a odhadovat proto výsledky dynamické simulace pouze na základě statických zkoušek je téměř nemožné.

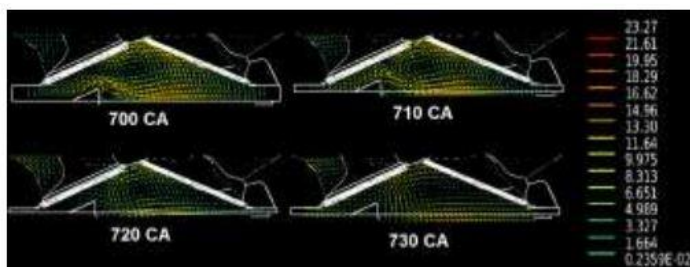
6.8 Vliv víru Squish na proudové pole

Radiální vír Squish vzniká ke konci kompresního zdvihu. Častěji se projevuje u vznětových motorů s charakteristickým spalovacím prostorem v pístu. Je způsoben vytlačováním náplně válce od stěn válce do spalovacího prostoru v pístu při pohybu pístu k horní úvratí. U zážehových motorů se spalovacím prostorem v hlavě válců a téměř plochým pístem tento radiální vír nemá prakticky důvod vzniknout. Plochý píst nebo píst s mělkou prohlubní nejlépe podporuje příčný vír Tumble v kompresním zdvihu viz moje varianta mod2, nebo publikace [7].



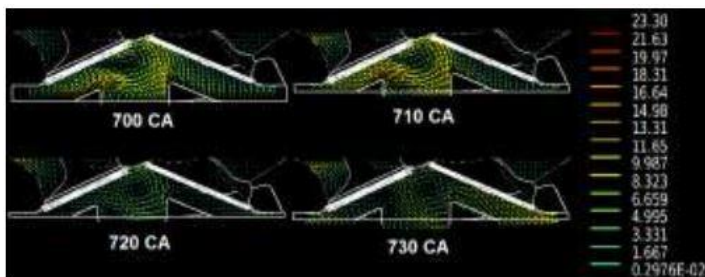
Obr. 6.21 Tvary výstupků v koruně pístu na sací nebo výfukové straně; převzato z [9]

Ovšem právě modifikováním koruny pístu lze pomocí vhodně tvarovaných výstupků proudové pole ke konci kompresního zdvihu za cenu nižších hodnot Tumble výrazně ovlivnit. Například pomocí vhodně tvarovaných výstupků v koruně pístu jako na obr. 6.21 lze na konci kompresního zdvihu vytvořit proudy náplně válce vznikající přetokem z oblasti mezi výstupkem a stěnou válce do středu válce. Z následujícího obrázku je vidět, že v úhlech 700° a 710° natočení klikového hřídele, tedy 20° a 10° před koncem kompresního zdvihu dochází právě k výše popsanému přetoku.



Obr. 6.22 Proudové pole na konci komprese, píst s výstupkem na výfukové straně; převzato z [9]

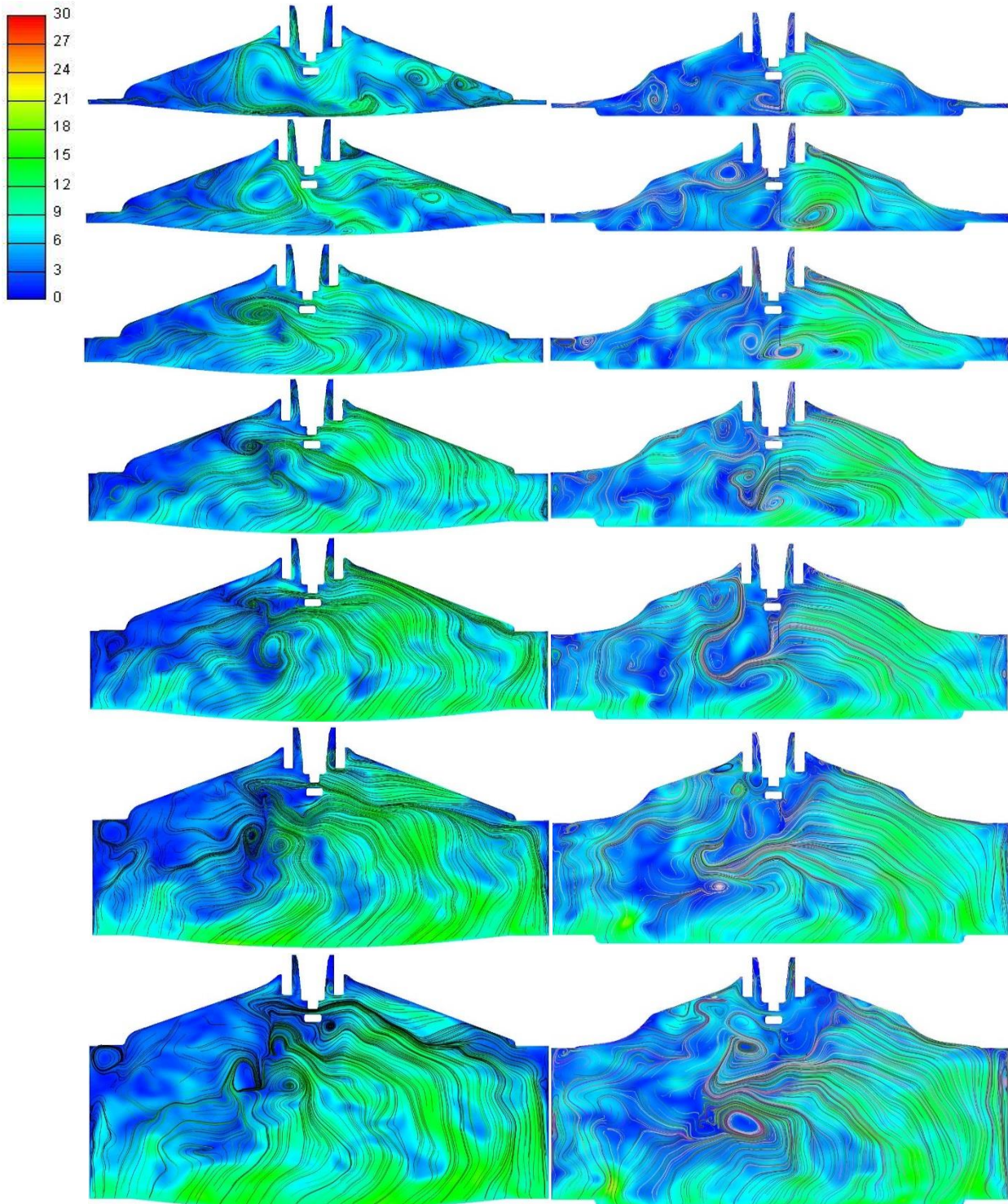
Na obr. 6.23 je tento proud navíc usměrněn výstupkem na sací straně, čímž dochází ke generování víru mezi výstupky. Ten má tendenci vydržet až na konec kompresního zdvihu, což je výhodné s ohledem na následující spalovací proces. [9]



Obr. 6.23 Proudové pole na konci komprese, píst s výstupkem na sací straně; převzato z [9]

Vytvoření tohoto proudového pole pomocí výstupků v koruně pístu u současného motoru ze ŠKODA AUTO je s ohledem na poměrně velký rozsah natočení vaček, kvůli kterému musí být v pístu velké vybrání, aby nedošlo ke kontaktu ventilů s pístem problematické. Bylo by zapotřebí výrazně omezit tento rozsah natočení vaček, čímž by pravděpodobně došlo ke zhoršení výkonových parametrů motoru.

Na následující sekvenci obrázků uvádím srovnání vírových struktur původní geometrie a varianty mod4 v prvním pracovním bodě. Obrázky jsou v okamžiku od 60° před HÚ po deseti stupních až po stav v horní úvrati. Z obrázků na pravé straně (mod4) je vidět, že antidetonační štěrbiny svým zaobleným přechodem mezi rovinou hlavy válců a střechou spalovacího prostoru lépe umožňují tok náplně válce vytlačované pístem od stěn válce do oblasti střechy spalovacího prostoru. Naopak vybrání v pístu u této varianty žádný zjevný efekt nevyvolává a dle výsledků v kapitole 6.6.1 se hůře podílí na roztáčení víru Tumble v kompresním zdvihu.



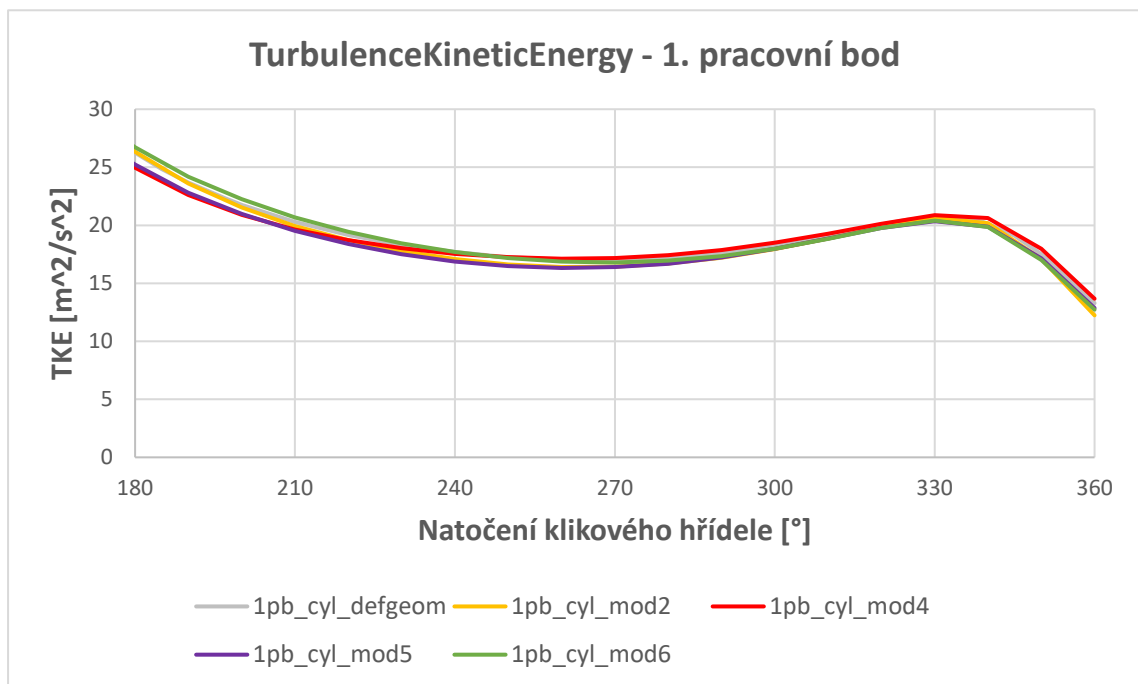
Obr. 6.24 Srovnání vírových struktur; vlevo varianta defgeom, vpravo mod4; legenda v [m/s]

6.9 Turbulentní kinetická energie

Turbulentní kinetická energie (TKE) je kinetická energie vírových struktur v turbulentním proudu. Je dána fluktuačními složkami rychlostí.

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2} \right) \quad \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \quad (6.3)$$

Na gr. 6.14 vynáším průběhy turbulentní kinetické energie v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. TKE jsem vyhodnocoval opět pomocí integračních maker stanovující přímo proměnnou „k“ z modelu turbulence k- ζ -f. Vyhodnocování jsem prováděl v oblasti shodné s oblastí, ve které jsem vyhodnocoval vírová čísla, tedy celý objem válce dohromady se spalovacím prostorem. Pro lepší porovnatelnost, kvůli malým rozdílům uvádím pouze hodnoty v kompresním zdvihu.

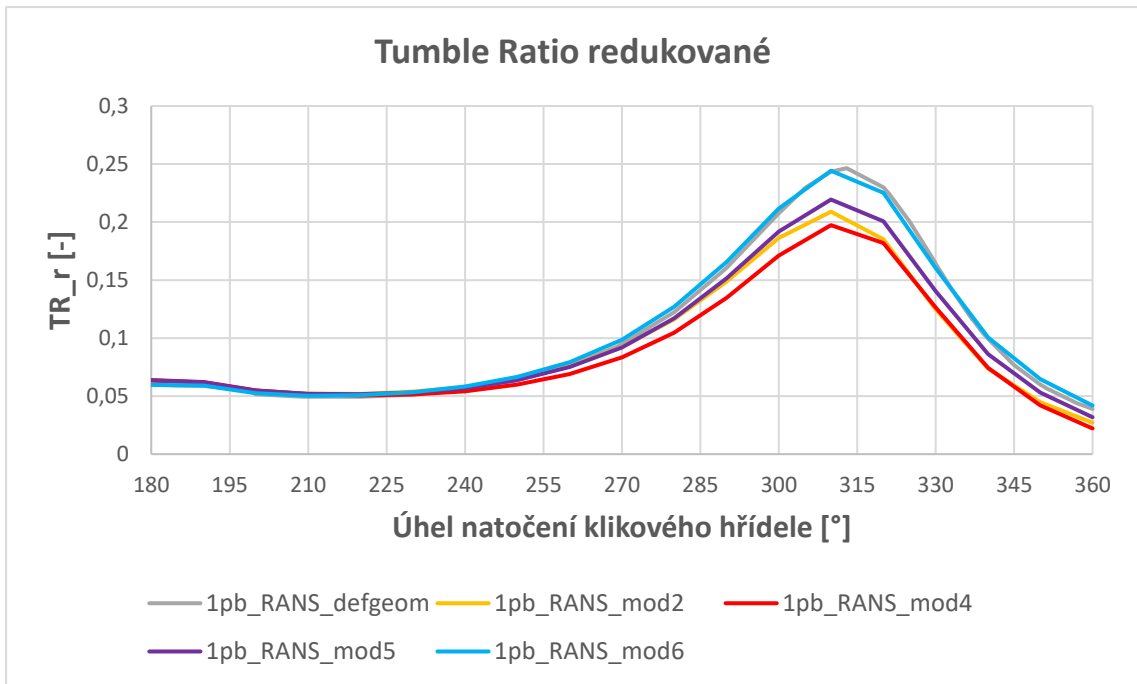


Gr. 6.14 Turbulentní kinetická energie; 1. pracovní bod

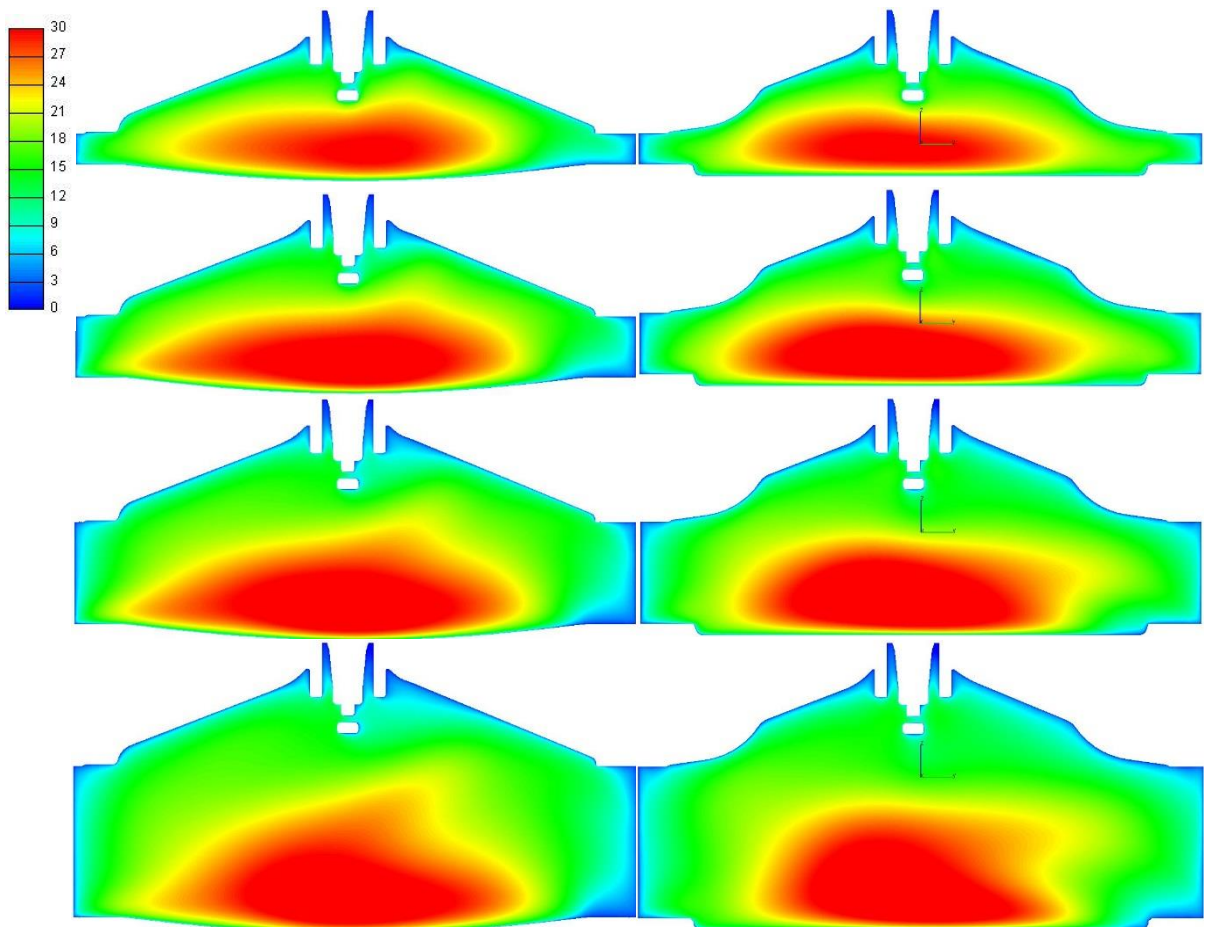
Vzhledem k tomu, že turbulentní kinetickou energii vyhodnocuji ze simulací k- ζ -f, tak v rámci korektního srovnání uvádím výsledky Tumble Ratio i z těchto simulací viz gr. 6.15 protože chci uvést souvislost mezi vířením náplně válce a turbulentní kinetickou energií.

Výsledky na gr. 6.14 se kupodivu poměrně shodují s výsledky v [7], kde varianta, která dosahovala nejvyšší hodnoty Tumble Ratio také nedosahovala nevyšší hodnoty TKE. Z mých výsledků se jako varianta, která má nejvyšší TKE okolo úhlu 330° jeví varianta mod4, která dokonce dosahuje nejnižších hodnot Tumble Ratio. Z toho plyne, že předpoklad vyšší TKE u variant s vyšším Tumble Ratio není zdaleka jednoduché potvrdit.

Pro úplnost uvádím srovnání Turbulentní kinetické energie v úhlech 20° až 50° před horní úvratí u variant mod4 a základní geometrie, které dle gr. 6.15 vykazovaly největší rozdíl v Tumble Ratio.



Gr. 6.15 Tumble Ratio ze simulací k - ζ - f ; srovnání konstrukčních variant



Obr. 6.25 Turbulentní kinetická energie; srovnání variant mod4 (vpravo) a základní geometrie

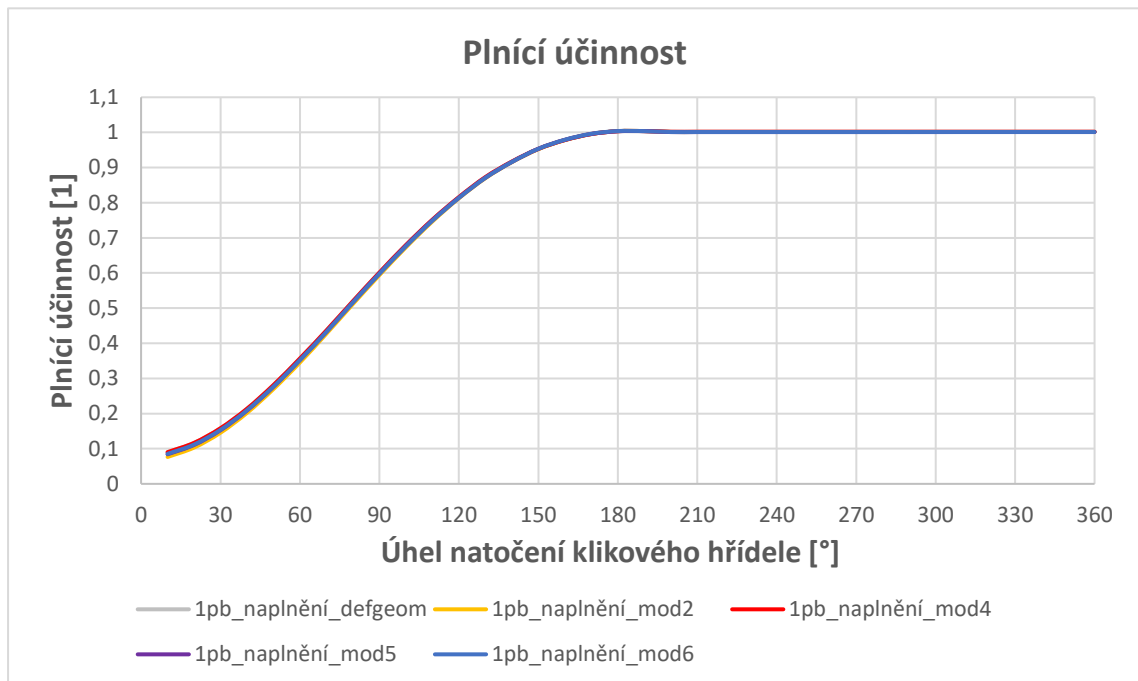
6.10 Plnicí účinnost

Plnicí účinnost je daná poměrem skutečného naplnění válce k ideálnímu, a tedy se velice dramaticky podílí na výsledných výkonových parametrech motoru.

$$n_{pl} = \frac{m_{skut}}{V_{celk} \cdot \rho_{plnicí}} \quad (6.4)$$

Skutečnou hmotnost náplně válce jsem určil integračním makrem, které sčítá součin objemu a hustoty jednotlivých elementů, celkový objem jsem stanovil pro lepší přesnost opět integračním makrem (skutečný objem odečtený z 3D geometrie v CAD programu je nepatrně větší vlivem nedokonalého vyplnění objemu pomocí elementů). Plnicí hustotu jsem určil dle následujícího vztahu. Jako tlak v sání jsem použil hodnoty viz tab. 6.2.

$$\rho_{plnicí} = \frac{p_{sání}}{r \cdot T_{sání}} \quad (6.5)$$

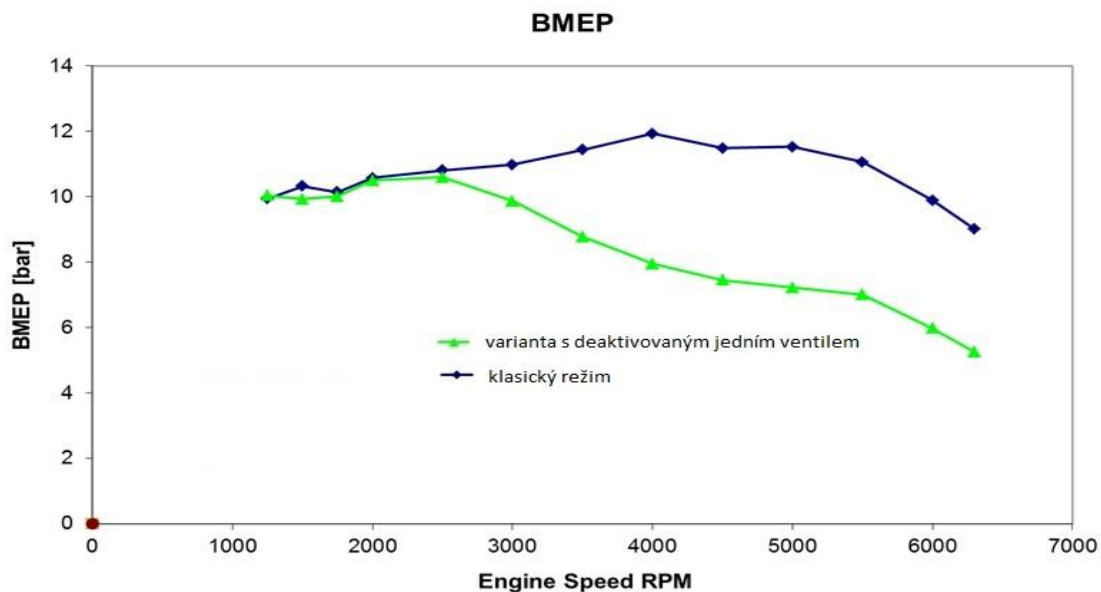


Gr. 6.16 Plnicí účinnost

Z grafu je vidět, že všechny varianty dosáhnou stejného naplnění. Je to pravděpodobně způsobeno tím, že původní geometrie byla s ohledem na plnicí účinnost velmi dobře navržena, a že mnou udělané konstrukční úpravy spalovacího prostoru a pístu mají nulový vliv na naplnění válce.

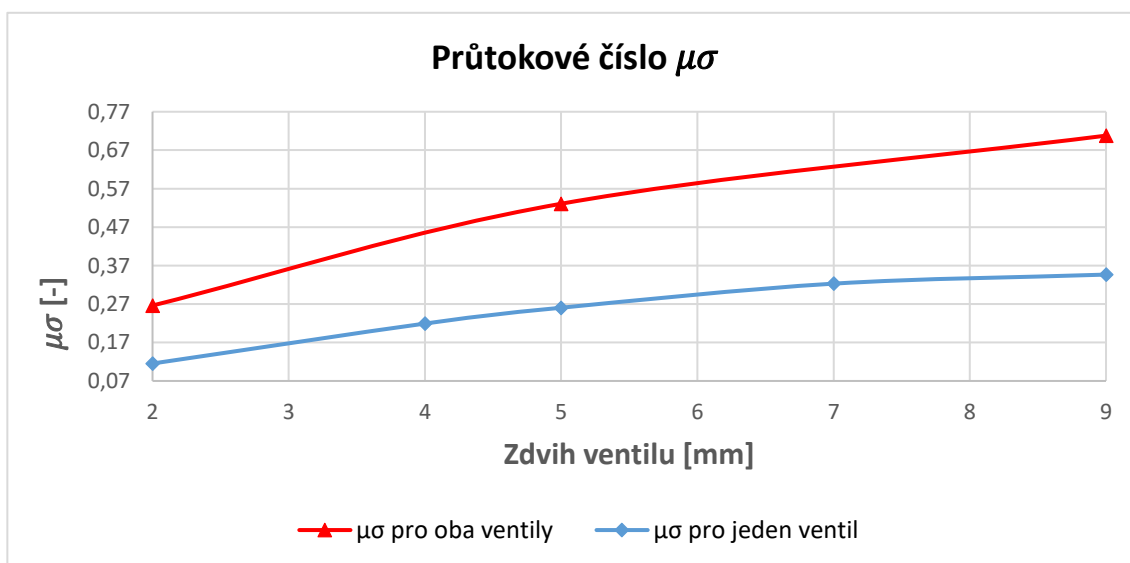
7. Simulace proudění při otevřeném pouze jednom ventilu

Tento netradiční případ jsem simuloval pro posouzení vlivu na proudění při provozu motoru s otevřeným pouze jedním sacím ventilem. Ukazuje se, že pokud je při nižších otáčkách motoru otevřený pouze jeden ze sacích ventilů, nedochází k výrazným ztrátám z hlediska naplnění válce, z čehož plyne dosažený střední efektivní tlak viz gr. 7.1. Výměnou za mírně horší naplnění v nízkých otáčkách však získáme výrazné tečné rozvíření náplně válce, způsobené tím, že vzduch proudí do válce pouze jednou polovinou sacího kanálu. Graf jsem převzal z interního dokumentu ústavu U12120, který vyšetřoval obdobný čtyřválcový zážehový motor.



Gr. 7.1 Srovnání hodnot BMEP varianty s jedním otevřeným ventilem a s oběma

Na gr. 7.2 vynáším srovnání průtokového čísla pro verzi s jedním otevřeným ventilem a oběma. Z grafu je jasně vidět, že při statické profukovací zkoušce je průtok pouze přes jeden ventil velmi omezen proti průtoku přes oba ventily.

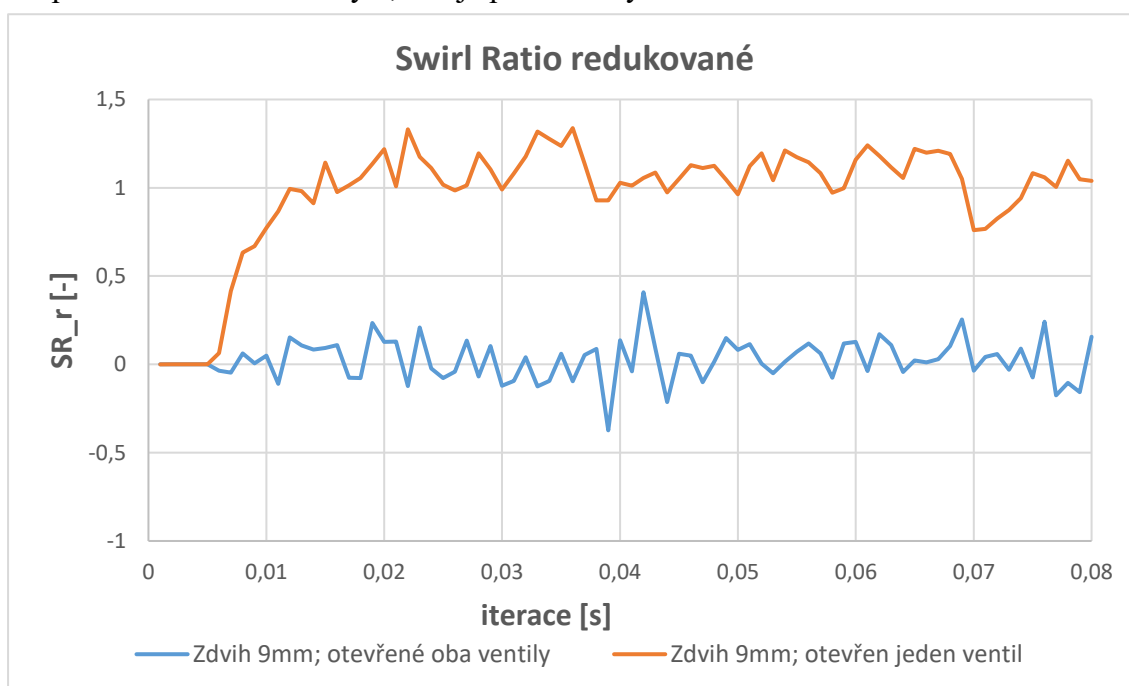


Gr. 7.2 Srovnání průtokových čísel

Určité minimalizace tohoto škrcení by se dalo dosáhnout, kdyby průtok pouze jednou stranou sacího kanálu nebyl řešen pomocí zavření jednoho z ventilů, ale systémem klapek, který by proud vzduchu odklonil do jedné strany sacího kanálu ještě před rozděvením. Ovšem tím, že škrcení probíhá hlavně až v sedle ventilu, by tato úprava pravděpodobně měla spíše zanedbatelný vliv.

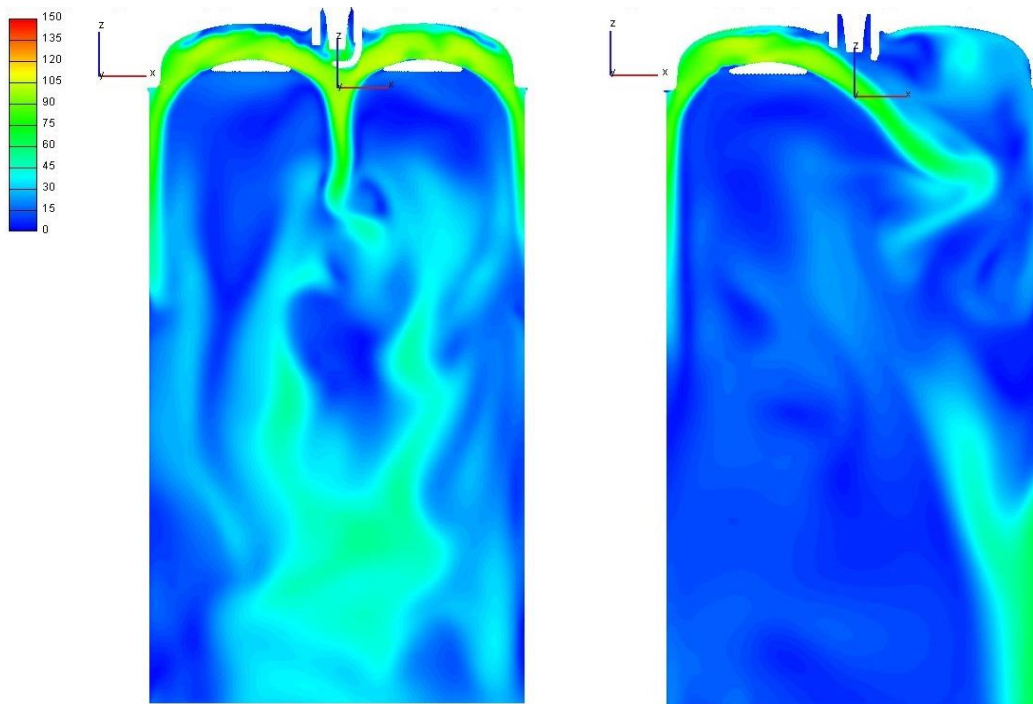
7.1 Vliv uzavření jednoho sacího ventilu na Swirl Ratio

Na následujícím grafu a obrázcích uvádím rozdíl v tečném víření těchto dvou případů. Z grafu je jasně vidět, že v případě obou otevřených ventilů hodnota kmitá kolem nulové hodnoty, což odpovídá předpokladům symetrické geometrie. V druhém případě však hodnota kmitá přibližně kolem hodnoty 1, což je poměrně výrazné víření.



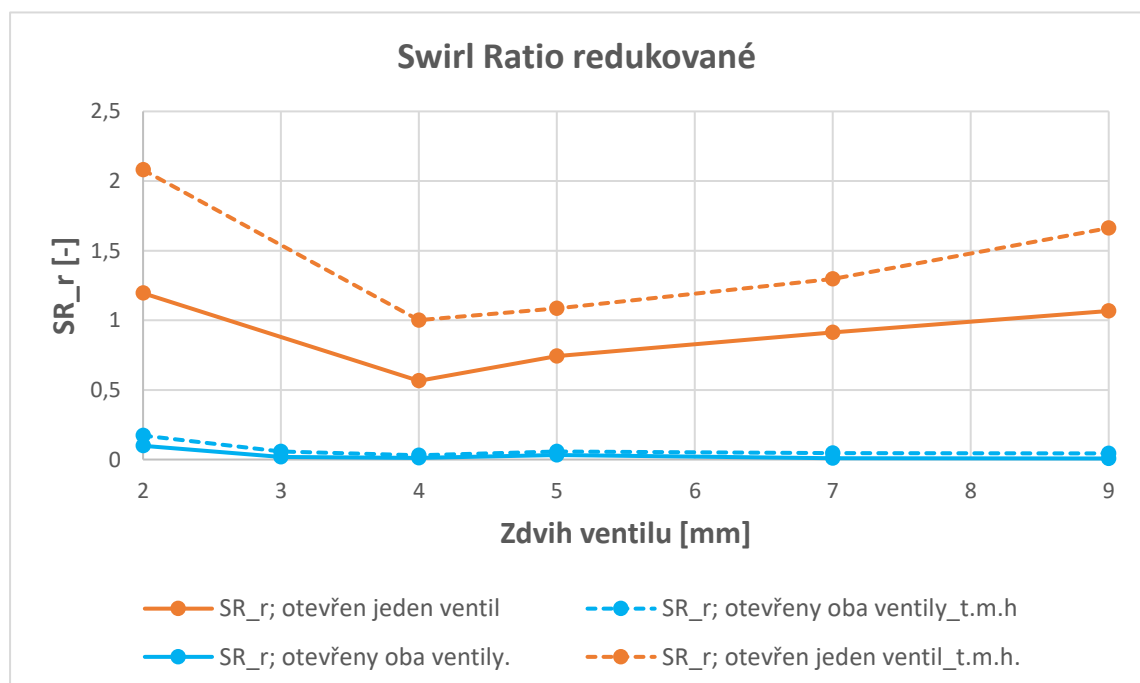
Gr. 7.3 Srovnání obou variant při zdvihu ventilů 9 mm; SR_r z momentu hybnosti

Z obrázků rychlostních polí v [m/s] ze statické simulace je vidět, že zatímco v případě obou otevřených ventilů se proudy ve středu válce vyruší a proud pokračuje svisle dolů, v případě jednoho otevřeného ventilu proud z levé strany není ničím omezen a podílí se na tečném víření.



Obr. 7.1 Rychlostní pole; vlevo otevřeny oba ventily, vpravo jeden ventil

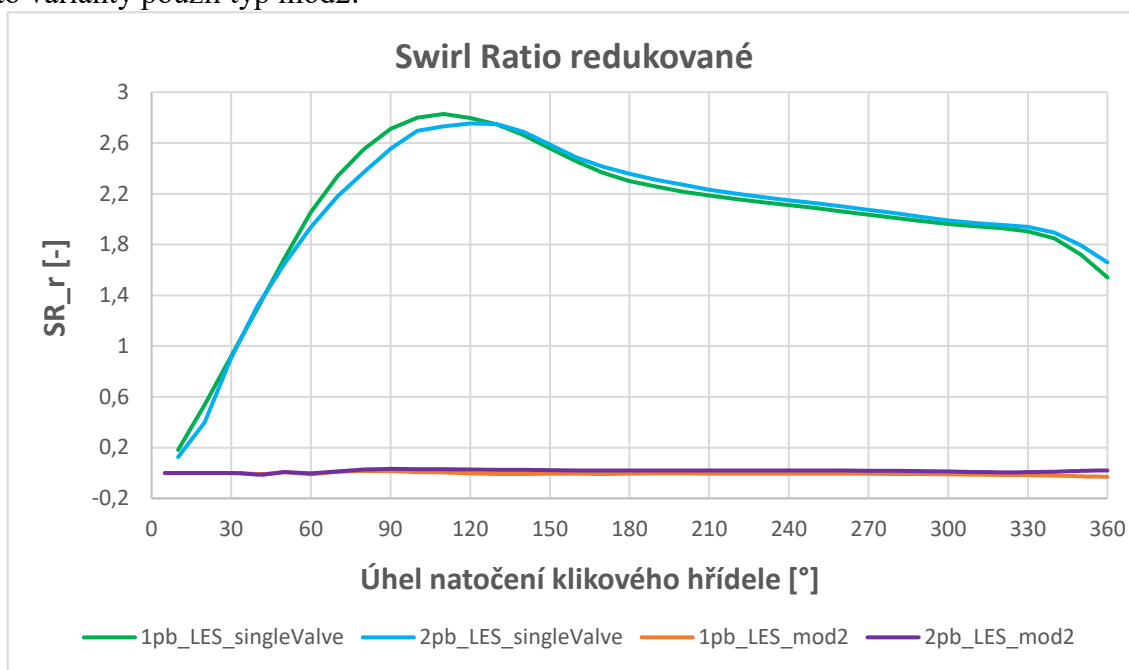
Na gr. 7.4 vynáším srovnání Swirl Ratio redukovaného z momentu hybnosti i z toku momentu hybnosti obou variant. Zatímco varianta s oběma otevřenými ventily nabývá kromě nejnižších zdvihů téměř nulové hodnoty SR_r , tak varianta s jedním otevřeným ventilem nabývá poměrně vysokých hodnot ve všech zdvihách ventilu.



Gr. 7.4 Srovnání obou variant; SR_r z momentu hybnosti; čárkovaně uvedeny hodnoty z toku momentu hybnosti

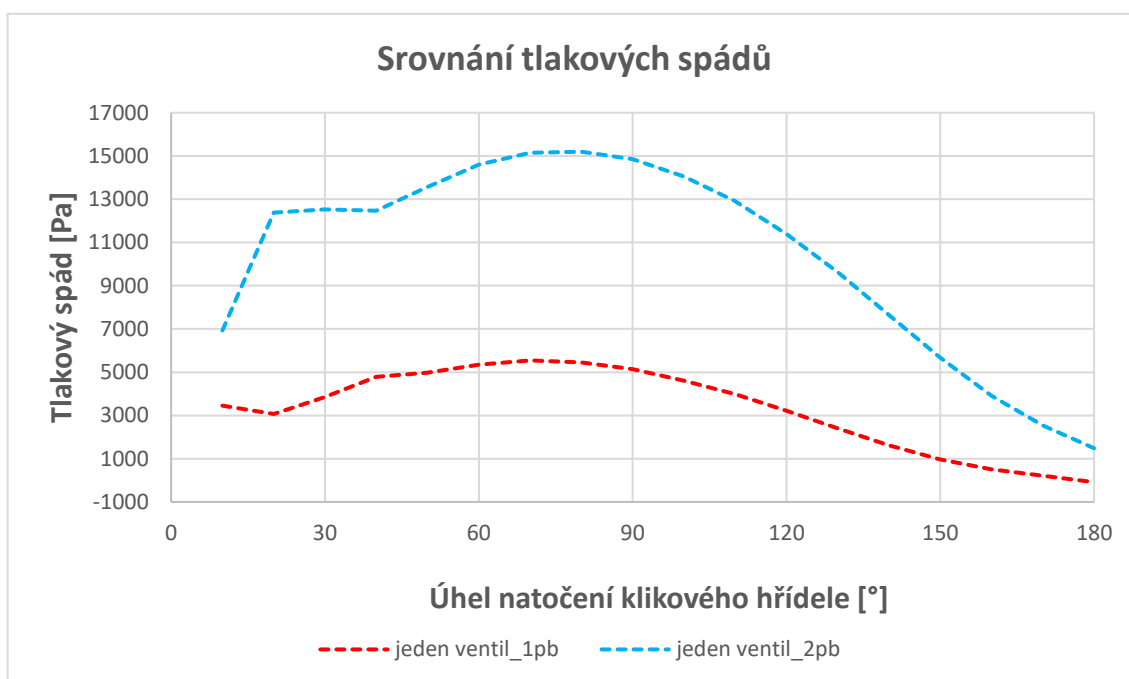
Dalším krokem bylo provedení dynamické simulace s jedním zavřeným ventilem. Simulace byla provedena opět v prvním i druhém pracovním bodě. Pro názornou ukázkou uvádím na následujícím grafu srovnání dosažených hodnot Swirl Ratio ve variantě s oběma

otevřenými ventily a ve variantě s jedním zavřeným ventilem. Jako geometrii jsem pro obě tyto varianty použil typ mod2.



Gr. 7.5 Swirl Ratio redukované; srovnání režimů s jedním otevřeným ventilem a oběma

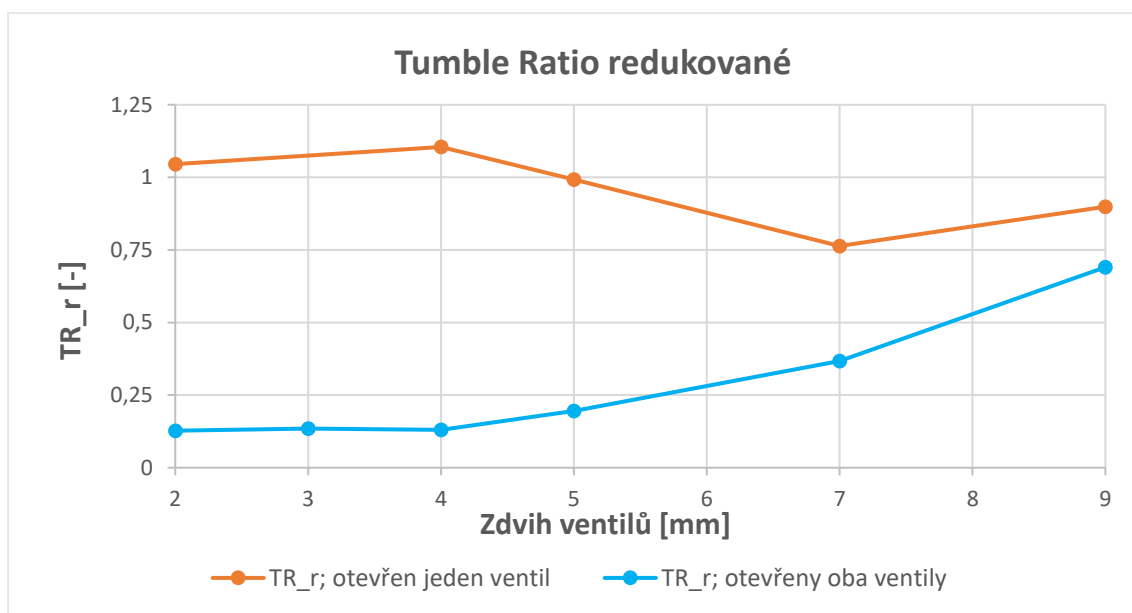
Gr. 7.5 nám ukazuje, že uzavření jednoho sacího ventilu způsobuje velmi markantní tečné rozvíření náplně válce. Dokonce se ukazuje, že při dynamické simulaci vychází výrazně vyšší hodnoty než ze statických simulací, což se částečně dá vysvětlit pomocí obrázků rychlostních polí viz. obr. 7.2, kde je vidět, že proud více přimyká ke stěně a působí na větším rameni. Dále také píst svým pohybem způsobuje v průběhu sacího zdvihu vyšší tlakový spád, než jsem použil ve statických simulacích. Tento rozdíl je zvláště markantní ve druhém pracovním bodě při vyšších otáčkách.



Gr. 7.6 Tlakový spád v průběhu sacího zdvihu

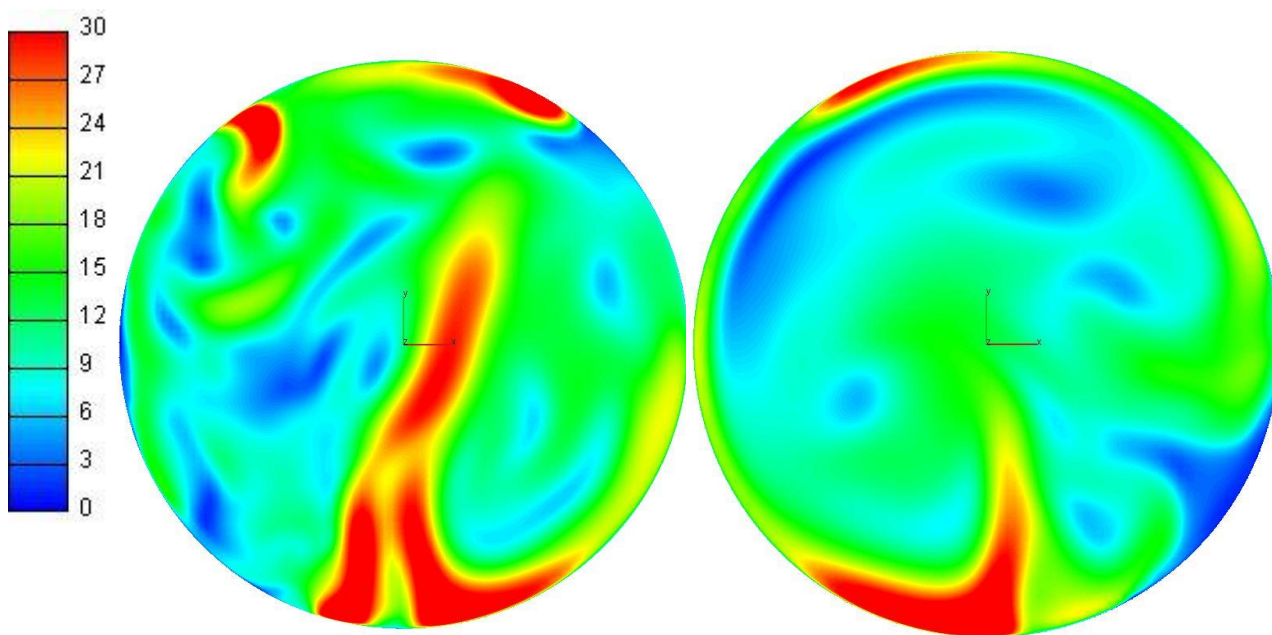
7.2 Vliv uzavření jednoho sacího ventilu na Tumble Ratio

Na gr. 7.7 uvádím srovnání mezi statickým Tumble Ratio pro oba otevřené ventily a pouze pro jeden. Tumble Ratio je vyhodnoceno z momentu hybnosti.



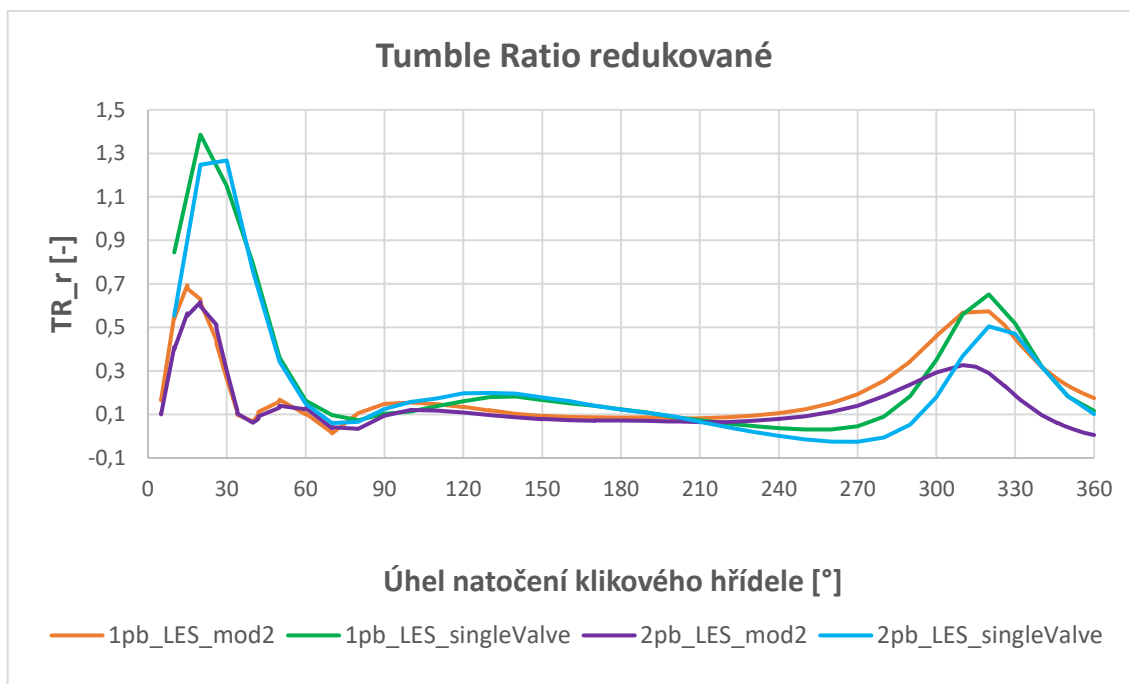
Gr. 7.7 Tumble Ratio redukované, srovnání obou variant

Vysvětlením je, že při nízkých zdvích (na obrázku rychlostní pole složky rychlosti kolmé na tento řez; zdvih 2 mm) se proud v případě jednoho otevřeného ventilu více přimyká ke stěně a výrazně menší množství proudu teče středem válce. Tím působí proud na větším rameni, čímž lze očekávat navýšení hodnoty momentu hybnosti, i přestože teče válcem přibližně poloviční množství, což vyplývá z gr. 7.2.



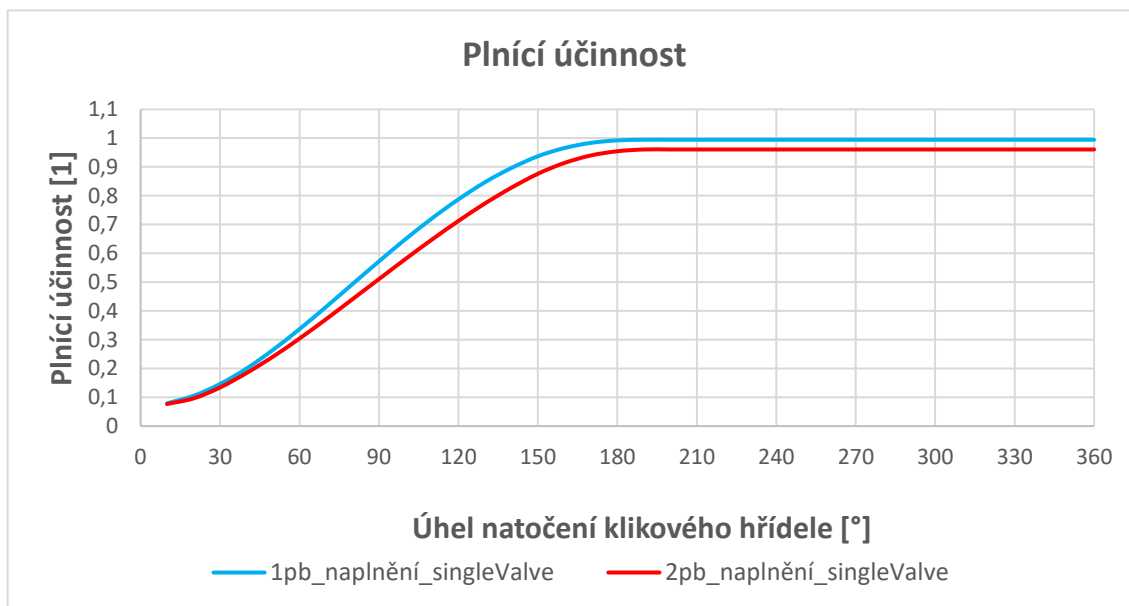
obr. 7.2 Srovnání rychlostních polí v selection pro Tumble; vpravo varianta s jedním otevřeným ventilem; legenda v m/s

Tato skutečnost se stejným způsobem projevuje i v dynamické simulaci, kde vychází v průběhu sacího zdvihu vyšší hodnota Tumble Ratio než v případě obou otevřených ventilů.



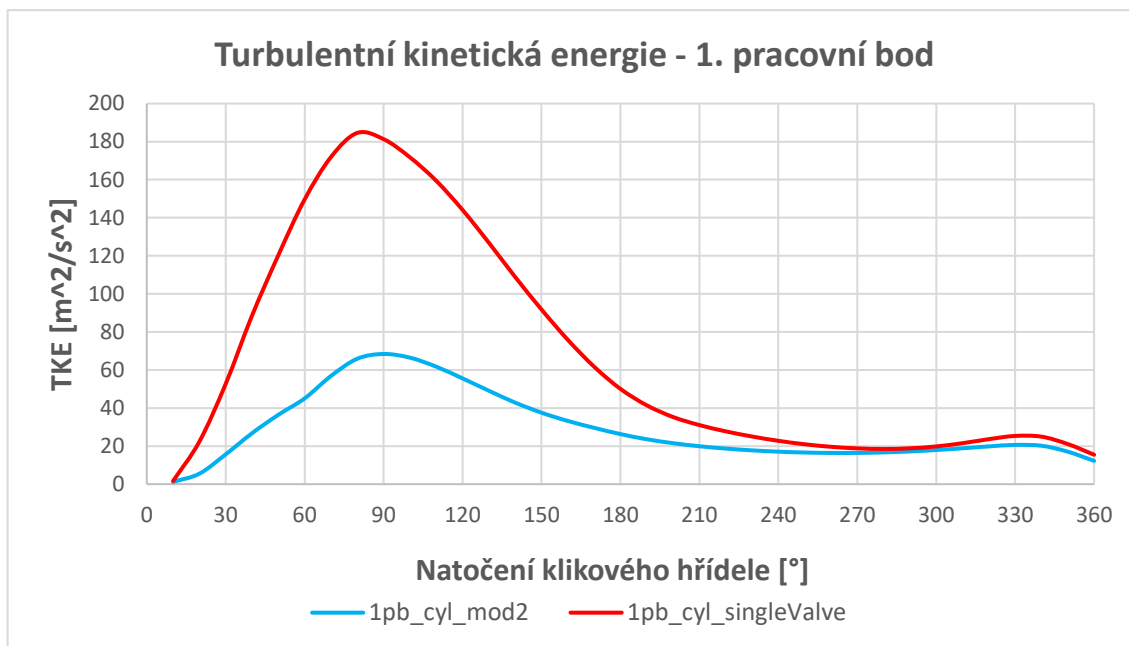
Gr. 7.9 Tumble Ratio redukované; srovnání režimů s jedním otevřeným ventilem a oběma

Na gr. 7.8 vynáším plnicí účinnost. Z grafu je vidět, že při nižších otáčkách ještě ke škrcení nedochází, ale při vyšších otáčkách ve druhém pracovním bodě už ano. Tato skutečnost se shoduje s výsledky z gr. 7.1, kde bylo při vyšších otáčkách dosaženo nižších hodnot středního efektivního tlaku.



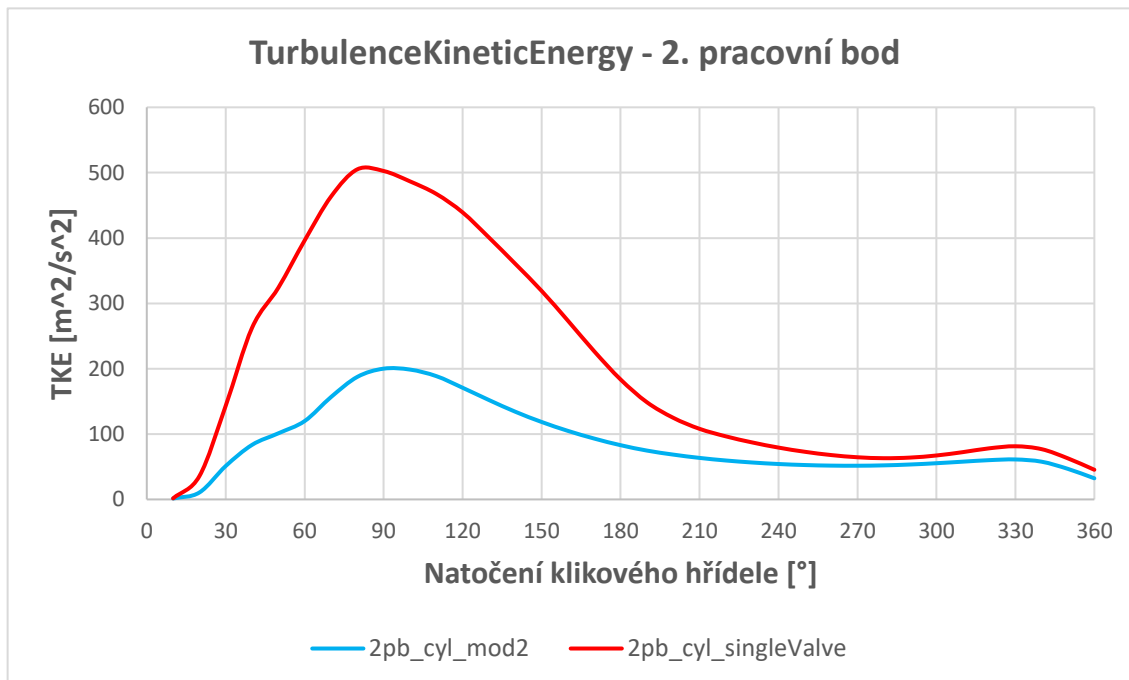
Gr. 7.8 Srovnání plnicí účinnosti varianty s jedním otevřeným ventilem

Na gr. 7.10 a gr. 7.11 uvádím srovnání turbulentní kinetické energie v obou pracovních bodech. Výrazný rozdíl v sacím zdvihu mezi variantami s oběma otevřenými ventily a pouze jedním, je způsoben tím, že při průtoku pouze přes jeden ventil dochází k mnohem vyšším



Gr. 7.10 Turbulentní kinetická energie – 1. pracovní bod

rychlostem proudění, což pochopitelně vede k vyšší úrovni turbulence. I když výrazně vyšší Turbulentní kinetická energie v sacím zdvihu přispívá jen k mírně vyšší úrovni turbulence na konci komprese, lze přepokládat, že vlivem vyšších tokových rychlostí dojde k vytvoření vhodnějších podmínek pro promíchání paliva se vzduchem.

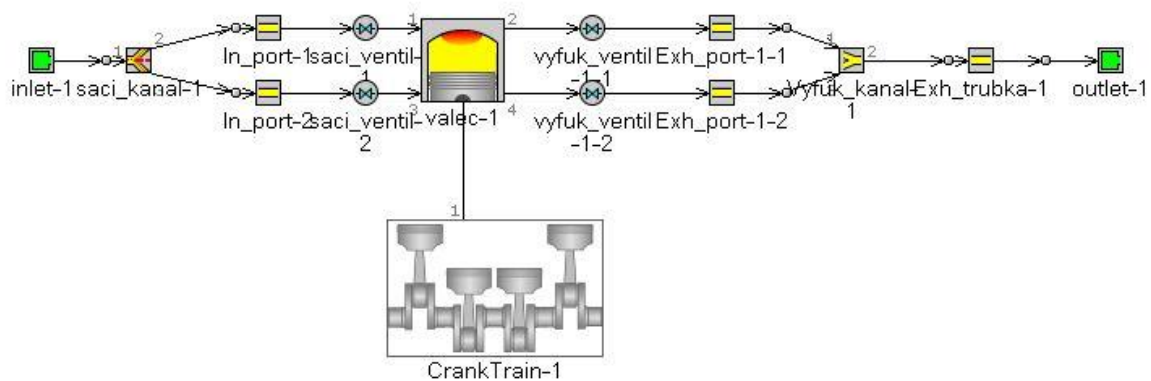


Gr. 7.11 Turbulentní kinetická energie – 2. pracovní bod

8. Srovnání výsledků z 3D simulací s výsledky z programu GT Power

3D CFD úlohy simulující turbulentní proudění jsou stále poměrně složitou a časově náročnou záležitostí. Ať už je řeč o přípravě simulace, vytváření výpočetních sítí nebo samotném řešení výpočtu, kontrole jeho stability a správné konvergenci, vždy je to spojeno s celou řadou problémů. Proto je dnes stále nedílnou součástí simulací proudění 0D přístup, který má své výhody. Hlavní z nich jsou celkově snazší ovládání a menší nároky na výpočetní výkon.

Cílem této kapitoly je proto pokus o co nejlepší vzájemné porovnání těchto přístupů. Prvním krokem bylo vytvoření modelu motoru v prostředí GT Power.



Obr. 8.1 Model v GT Power

GT Power pracuje pouze s délkovými a průřezovými rozměry jednotlivých dílů. Proto jsem co nejpřesněji odměřil délkové rozměry z 3D geometrie a reálné průřezy přepočítal na průměr jednotlivých dílů. Dále jsem do modelu zavedl totožné okrajové podmínky s těmi, co jsem použil v simulacích v AVL FIRE a celý model nastavil tak, aby co nejlépe odpovídal 3D simulaci. Cílem těchto simulací bylo určit, zdali je možné určit dynamická vírová čísla pomocí zadání výsledků statických vírových čísel, které lze získat pomocí poměrně jednoduché statické simulace nebo provedením profukovací zkoušky.

8.1 Varianta s oběma otevřenými ventily

Stěžejním krokem kvůli jinak definovaným vírovým číslům proto bylo přepočítání výsledků Tumble a Swirl Ratio na Tumble a Swirl Coefficient, které používá GT Power.

Toto přepočítání jsem provedl podle následujícího vzorce [10].

$$C_t = \frac{i_v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \mu \sigma}{D \cdot Z} \left(\frac{n_{jt}}{n} \right) \quad (8.1)$$

Kde i_v je počet ventilů, d je referenční vnitřní rozměr sedla, D je vrtání a Z je zdvih.

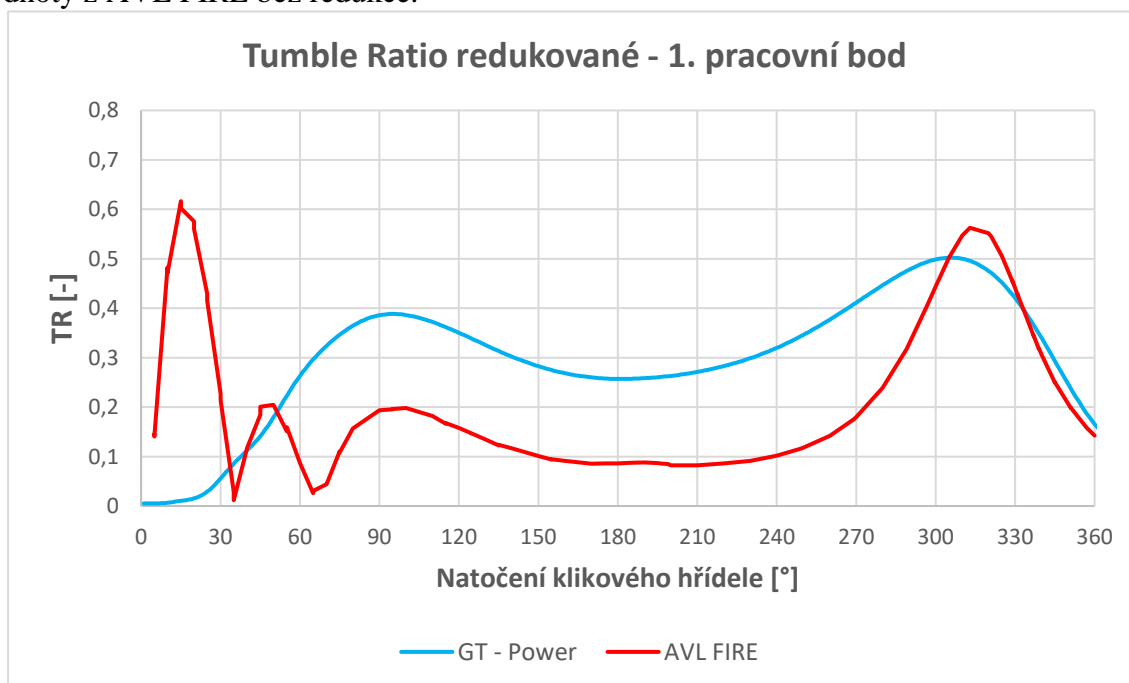
Výsledné hodnoty C_t a C_s bylo nutné společně s mými výsledky průtokového čísla $\mu\sigma$, které je totožné s Discharge Coefficient, zadat do vlastností sacích ventilů na záložce Flow Coefficient. [11]

Reference Array [mm]	Forward CD	Reverse CD	Swirl Coefficients	Tumble Coefficients
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2.0	0.23461113	0.23461113	0.00558565	0.004141225
3.0	0.337252936	0.337252936	0.002715026	0.006268062
4.0	0.45120164	0.45120164	0.001911114	0.008162571
5.0	0.545818674	0.545818674	0.004404541	0.014795766
7.0	0.665482506	0.665482506	0.004339094	0.03387732
9.0	0.703999072	0.703999072	0.004220427	0.067299053

Tab. 8.1 Nastavení sacích ventilů na záložce Flow Coefficients

GT Power navíc počítá i se zpětným Discharge Coefficient a to na sacích i výfukových ventilech. Vzhledem k tomu, že jsem ve svých simulacích vůbec nepočítal průtok přes sací ventily v opačném směru, ani průtok přes výfukové ventily v obou směrech, použil jsem ve všech těchto sloupcích stejné hodnoty $\mu\sigma$ z průtoků přes sací ventily ve standardním směru.

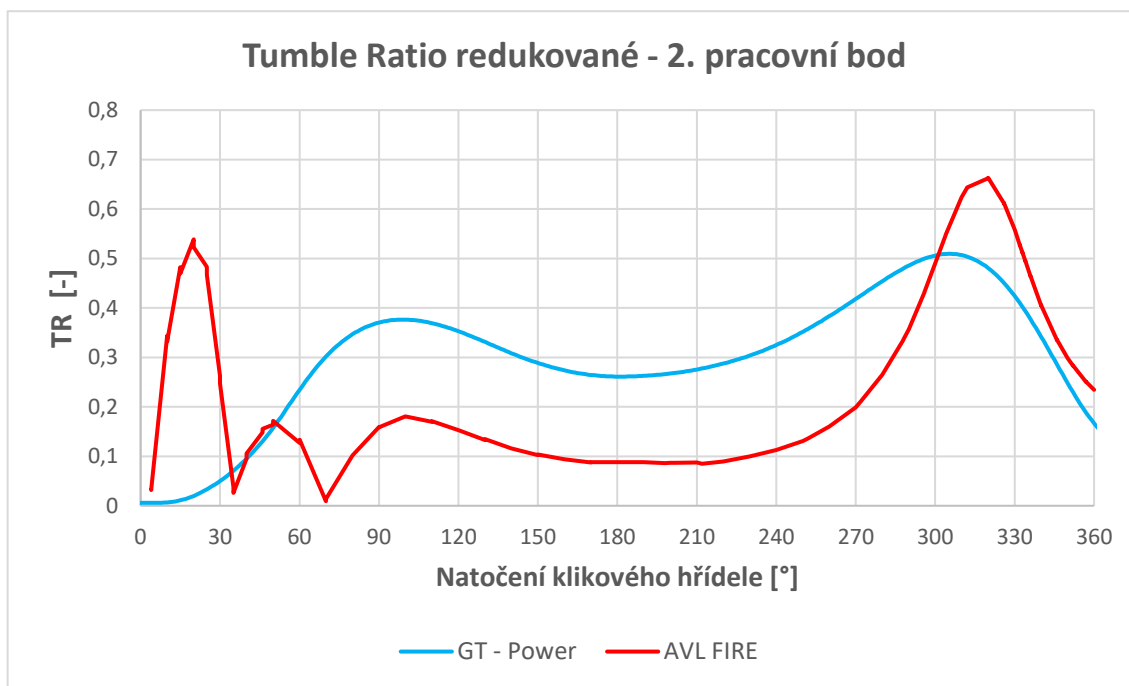
Na následujícím grafu uvádím srovnání Tumble Ratio prvního pracovního bodu z AVL FIRE s výsledkem C_t z GT Power. Pro lepší vzájemnou srovnatelnost schválně uvádím hodnoty z AVL FIRE bez redukce.



Gr. 8.1 Srovnání Tumble Ratio z AVL FIRE a GT Power; 1. pracovní bod

Z gr. 4.1 je vidět, že výsledný průběh z GT Power se přibližně podobá průběhu z AVL FIRE. Zejména polohy i hodnoty maxim v kompresním zdvihu se velmi dobře shodují.

Pro porovnání uvádím výsledné průběhy i z druhého pracovního bodu, opět bez redukce.



Gr. 8.2 Srovnání Tumble Ratio z AVL FIRE a GT Power; 2. pracovní bod

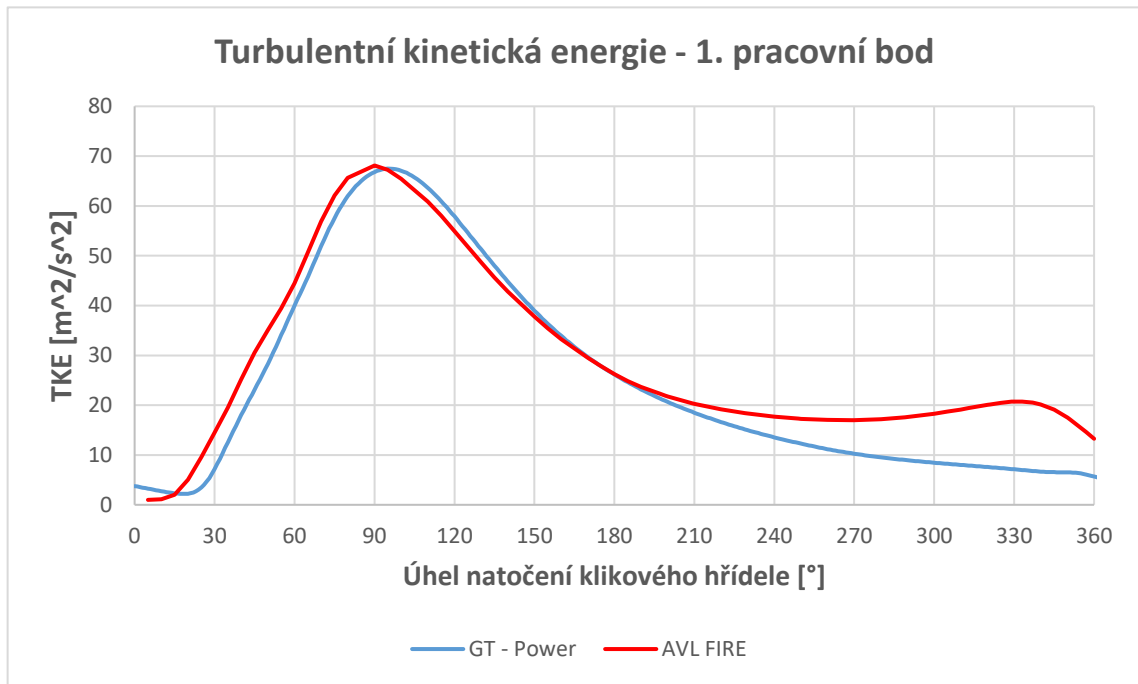
Tyto výsledky ukazují poměrně dobrou shodu. Ovšem v případě 3D simulace v AVL FIRE lze s různými geometriemi spalovacího prostoru a koruny pístu dosáhnout rozdílných výsledků, tak v případě 0D řešení v GT Power vůbec nelze vliv odlišné geometrie postihnout. Na dílu válce pod položkou Flow Object lze v GT Power určitým způsobem tvarovat prohlubeň v pístu i tvar spalovacího prostoru, ale k mému překvapení tyto úpravy neměly na výsledek Tumble Ratio žádný vliv.

Dalším krokem bylo porovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE s výsledky z GT Power, který jí také umí modelovat. Pro co nejlepší shodu jsem model ladil pomocí položek na záložce Advanced option pod objektem Flow object. Poté, co jsem dosáhl nejlepší shody v prvním pracovním bodě pomocí nastavení viz. tab. 8.1 jsem už pro druhý pracovní bod a variantu s jedním ventilem tyto hodnoty neměnil.

Production Term Multiplier	2
Geometric Length Scale Multiplier	1
Intake Term Multiplier	1,05

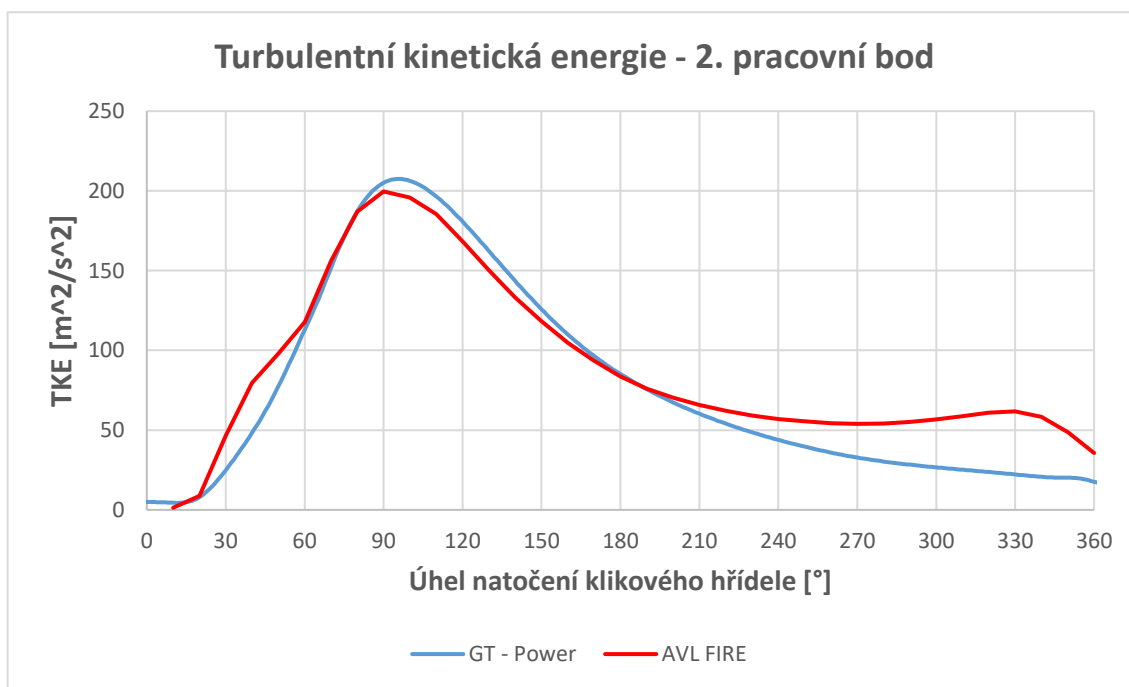
Tabulka 8.1 Nastavení TKE v GT Power

Z následujícího grafu prvního pracovního bodu je vidět velmi dobrá shoda hodnot v sacím zdvihu. Výraznější odlišnost nastává až ke konci kompresního zdvihu. AVL FIRE ve 3D řešení dokáže postihnout vliv roztáčení a rozpadu vírových struktur při stlačování náplně válce, čímž se Turbulentní kinetická energie okolo 60° před horní úvratí začne mírně zvyšovat, než zase na úplném konci kompresního zdvihu začne klesat. Tuto skutečnost pochopitelně nemůže GT Power v 0D řešení respektovat, a proto Turbulentní kinetická energie od svého maxima v sacím zdvihu plynule klesá až na téměř nulovou hodnotu.



Gr. 8.3 Srovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE a GT Power; 1. pracovní bod

Pro úplnost uvádím i srovnání druhého pracovního bodu. Gr. 8.4 ukazuje, že hodnoty z GT Power, i přesto, že jsou výrazně vyšší než v prvním pracovním bodě, což je dáno vyššími otáčkami, opět poměrně dobře kopírují hodnoty z AVL FIRE, ovšem se stejnou odlišností v kompresním zdvihu.



Gr. 8.4 Srovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE a GT Power; 2. pracovní bod

8.2 Varianta s jedním otevřeným ventilem

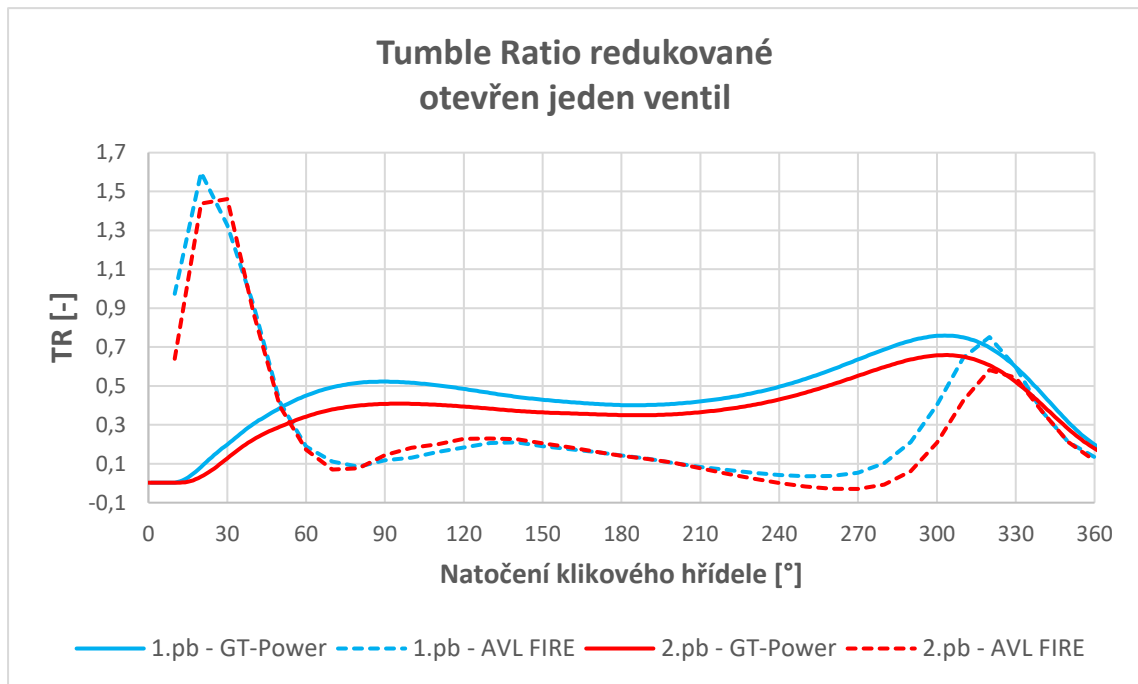
Původní model byl upraven do podoby odpovídající případu geometrie s jedním otevřeným sacím ventilem. Dále bylo potřeba upravit hodnoty průtokového čísla a vírových čísel na záložce Flow Coefficient odpovídající výsledkům v kapitole 7.

Reference Array [mm]	Forward CD	Reverse CD	Swirl Coefficients	Tumble Coefficients
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2.0	0.115346975	0.115346975	0.009537414	0.008346329
4.0	0.219156471	0.219156471	0.008570712	0.01675362
5.0	0.260371452	0.260371452	0.013369193	0.017879764
7.0	0.323010072	0.323010072	0.020397186	0.017071403
9.0	0.346534181	0.346534181	0.025579613	0.021558842

Tab. 8.2 Nastavení sacího ventilu na záložce Flow Coefficients

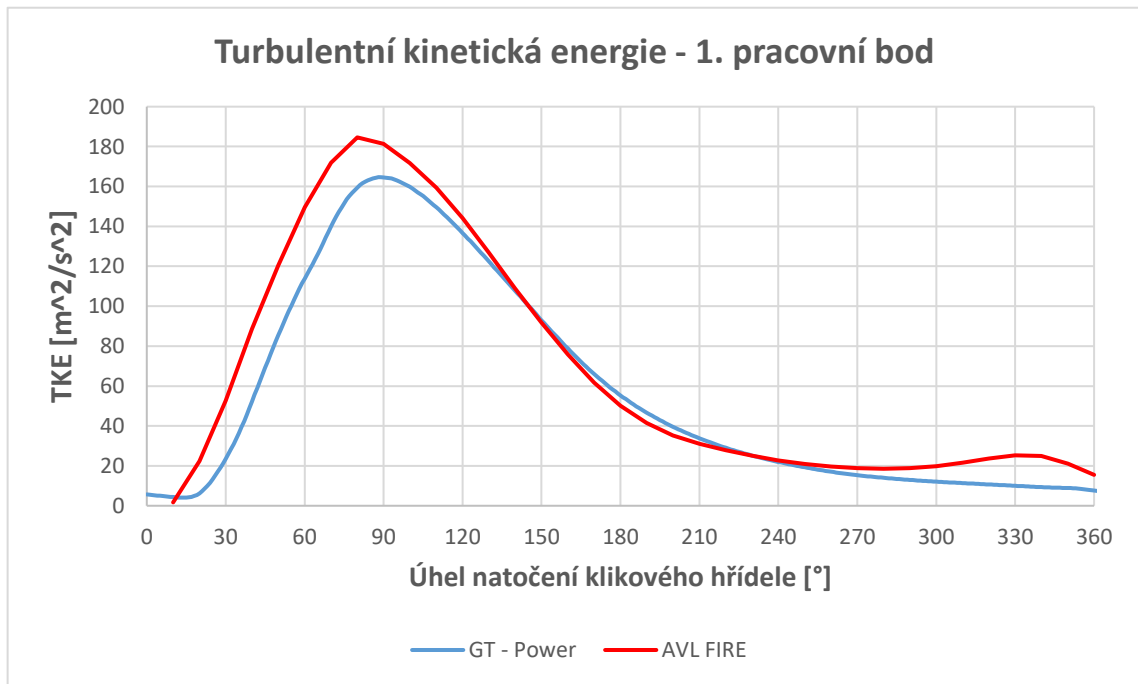
Po zadání upravených hodnot průtokového čísla a hodnot C_t a C_s viz tab. 8.2, které tomuto průtokovému číslu odpovídají, vypadá srovnání hodnot Tumble Ratio pro oba pracovní body následovně. Zde GT Power poměrně dobře reaguje na zadávání hodnot průtokového čísla a Tumble, Swirl Coefficients. I přesto, že hodnoty C_t jsou zde nižší než v tab. 8.1, což vychází

ze vzorce (8.1), nabývá Tumble Ratio (opět bez redukce) v tomto případě vyšších hodnot než v případě s oběma otevřenými ventily.

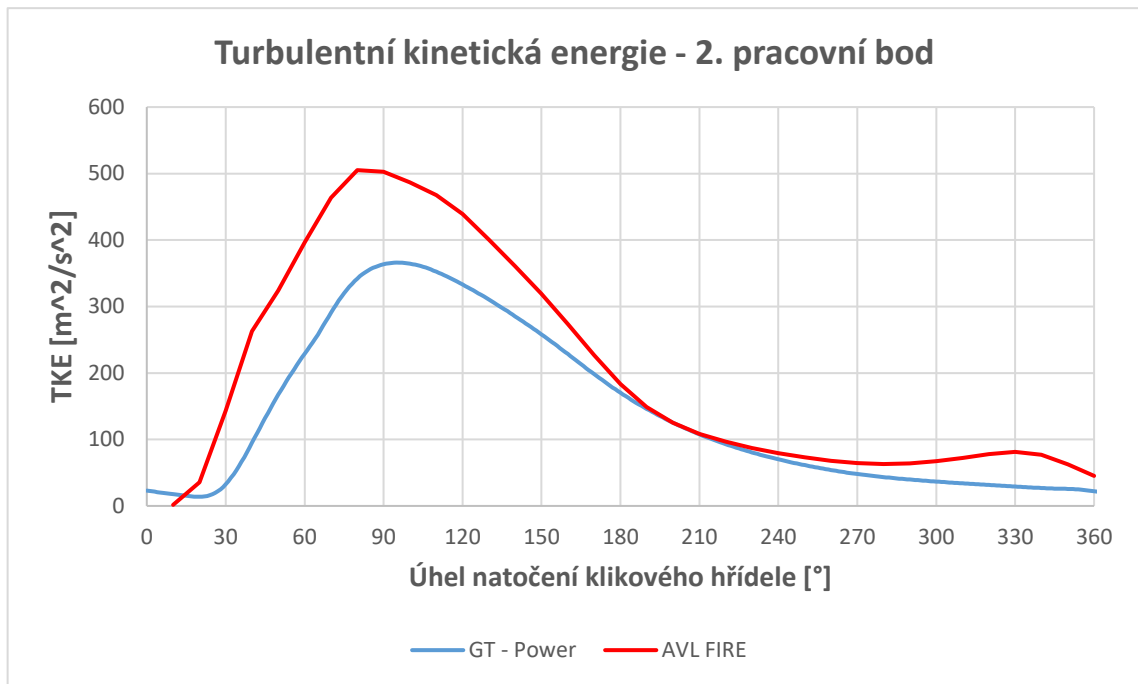


Gr. 8.5 Srovnání obou pracovních bodů; průběhy AVL FIRE i GT-Power

Z těchto vyšších rychlostí v průběhu sání vycházejí i vyšší hodnoty Turbulentní kinetické energie. Z gr. 8.6 a gr. 8.7 je vidět, že i GT-Power toto navýšení rychlostí, které navyšuje Turbulentní kinetickou energii poměrně dobře respektuje, i když ve druhém pracovním bodě už je odchylka větší.



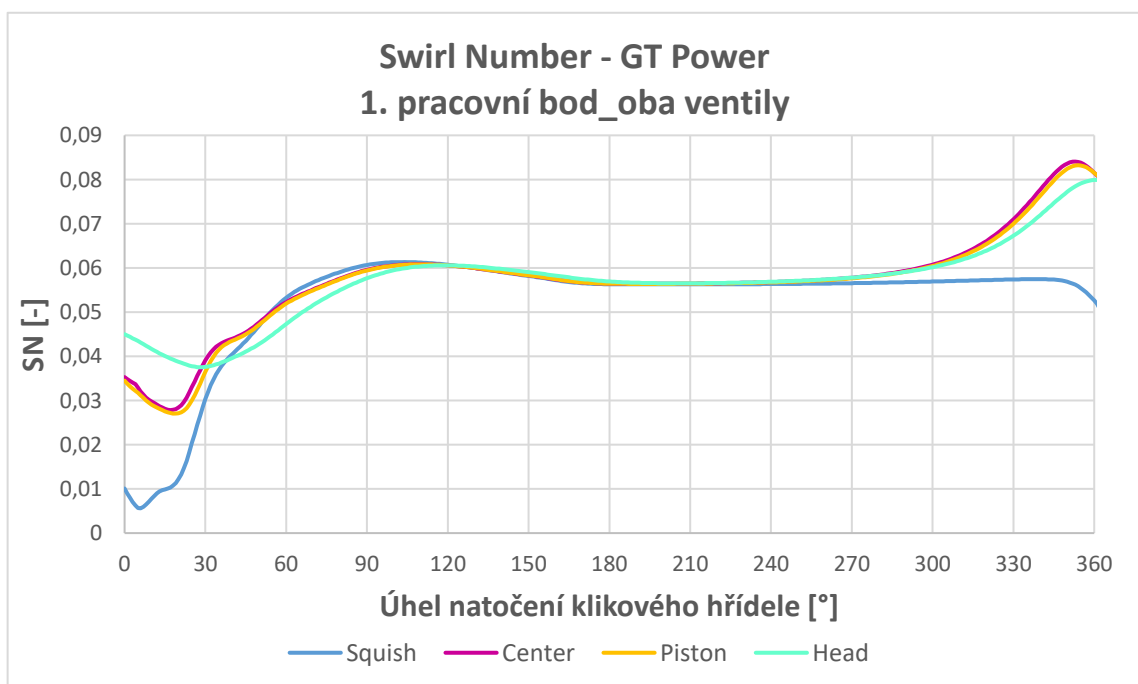
Gr. 8.6 Srovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE a GT Power; 1. pracovní bod



Gr. 8.7 Srovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE a GT Power; 2. pracovní bod

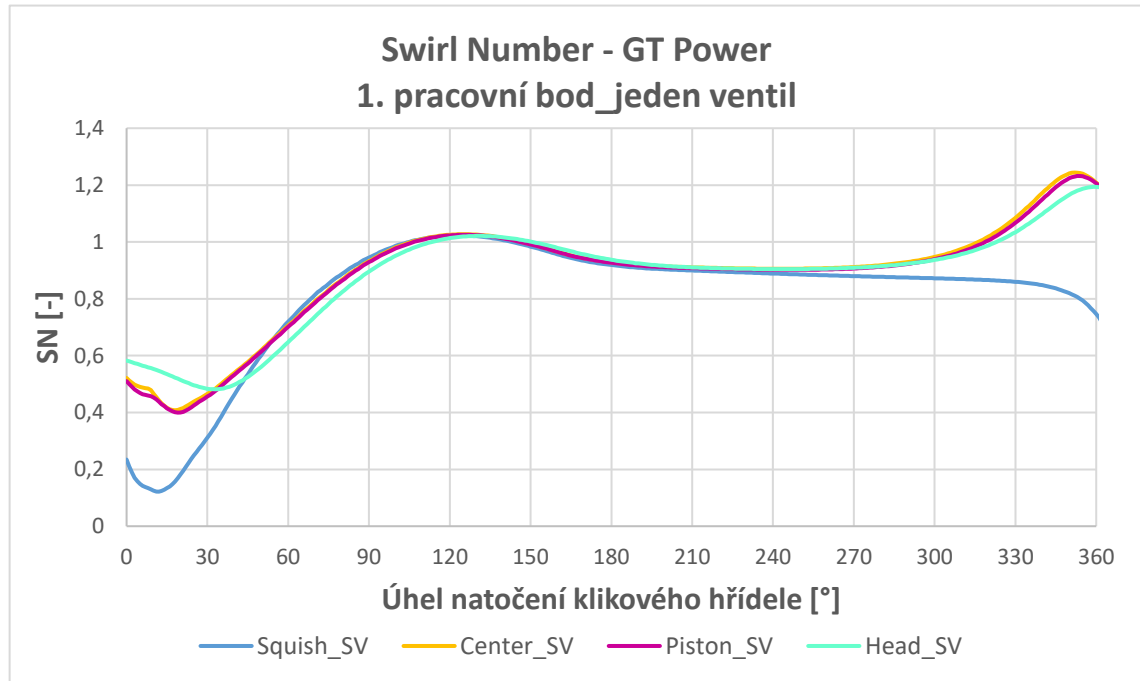
Na následujících dvou grafech uvádím srovnání Swirl Number z GT Power. GT Power počítá Swirl Number ve čtyřech zónách viz obr. 8.2, proto uvádím srovnání režimů s jedním otevřeným ventilem a s oběma pouze v rámci GT Power, protože tyto výsledky nejsou s těmi z AVL FIRE srovnatelné.

Ze vzájemného srovnání obou grafů vyplývá, že se liší pouze hodnoty na svislé ose, ale samotný průběh všech čtyřech křivek se téměř neliší, což se neshoduje s průběhy z AVL FIRE, kde při použití obou sacích ventilů byl průběh dynamického SR téměř úplně plochý. Jako



Gr. 8.8 Swirl Number – GT Power; 1. pracovní bod – otevřeny oba ventily

částečný přínos této simulace vidím například při posouzení vlivu geometrie tangenciálních nebo šroubových sacích kanálů, které jsou schopny i při statické simulaci vyvodit tečné víření. Ovšem tím, že do simulace v GT Power nevstupuje vliv geometrie, ale pouze zadané C_s , je nutné brát případné výsledky pouze orientačně, protože konkrétní zlepšení ve výsledcích ze statické zkoušky nemusí znamenat stejné zlepšení i v dynamické simulaci ve 3D.



Gr. 8.9 Swirl Number – GT Power; 1. pracovní bod - otevřen jeden ventil

9. Závěr

V úvodu byla provedena rešerše problematiky. V této části je pojednáno o problematice náplně válce, jejich základních pohybech, průtokových a vírových vlastnostech sacích kanálů a o vírových číslech.

V části o statických simulacích je zpracován detailní postup způsobu vyhodnocení vírových čísel Tumble a Swirl. Také byl zhodnocen vliv sítě na výsledky výpočtu, z čehož bylo vyvozeno doporučené nastavení sítě. V části o dynamických simulacích práce pojednává o problematice vlivu konstrukčních úprav na vírová čísla a Turbulentní kinetickou energii. V této části také bylo pojednáno o vzájemném srovnání statických zkoušek s dynamickými a byly popsány jejich výhody i nevýhody s ohledem na pracnost a možnosti posuzování vlivu geometrie.

Dále bylo navrženo několik konstrukčních variant se zaměřením na tvar spalovacího prostoru a dále i tvar koruny pístu. Z prezentovaných výsledků vlivu geometrie na Tumble Ratio je patrné, že tato problematika je velice obsáhlá a pro její úplné objasnění by bylo zapotřebí zvolit mnoho pracovních bodů, které by svými parametry (otáčky motoru, tlak v sání a variabilní posun zdvihové křivky sacích ventilů) pokrývaly celé pracovní spektrum motoru. Dále byl posouzen vliv tvaru geometrie na hodnotu Turbulentní kinetické energie. Z uvedených výsledků vyplývá, že souvislost mezi hodnotou příčného víru a Turbulentní kinetické energie není vůbec patrná. Objasnění skutečnosti, že konstrukční varianty, které vyvozují vyšší Tumble Ratio nemusí znamenat i vyšší úroveň Turbulentní kinetické energie by vyžadovala detailní pátrání po příčině. Ze vzájemného porovnání vlivu konstrukčních variant na hodnoty Turbulentní kinetické energie v kompresním zdvihu je zjevné, že pouze úpravami tvaru spalovacího prostoru a případně tvaru koruny pístu není snadné výrazně zvýšit úroveň turbulence. U varianty mod4 byl posouzen vliv vybrání v pístu na vír squish, z čehož je patrné, že k tomuto proudění příliš nedochází. Pro výraznější squish by bylo zapotřebí výrazně změnit tvar koruny pístu. Jednou z možností je, snažit se tvar koruny pístu přiblížit tvaru známému ze vznětových motorů nebo toto proudění vyvodit pomocí vhodně tvarovaných výstupků.

V další části byl zpracován vliv zavření jednoho sacího ventilu na vírová čísla a Turbulentní kinetickou energii. Z této části vyplývá, že zavření jednoho ventilu způsobuje výrazné tečné víření, které ovšem pouze mírně zvyšuje úroveň turbulence na konci kompresního zdvihu. Zároveň se určitě bude podílet na lepším promíchání vzduchu s palivem.

Z výsledků prezentovaných v kapitole srovnání 0D a 3D přístupů vyplývá, že 0D přístup stačí pouze na velmi přibližnou představu o dynamických hodnotách vírových čísel a Turbulentní kinetické energie. K posouzení vlivu rozdílné geometrie, v čemž spočívá celý smysl obdobného výzkumu proudění je ovšem zapotřebí 3D přístupu.

Jako další postup práce bych volil rozšíření dynamické simulace o expanzní a výfukový zdvih, aby bylo možné simulovat celý cyklus motoru. Díky simulování většího počtu cyklů za sebou a následného průměrování hodnot v po sobě jdoucích cyklech by se dalo dosáhnout větší přesnosti výsledků. Jako další krok bych zařadil výše popsány větší počet pracovních bodů a dále i vliv geometrie sacích kanálů, a to jak s ohledem na příčné víření, tak i na tečné. Dalším možným krokem by bylo přidání modelu hoření včetně modelu klepání, čímž by možné objasnit souvislost mezi lepším vířením směsi, případně vyšší úrovní turbulence na rychlost hoření a klepáním motoru.

Literatura a zdroje

1. Baumruk, P. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1993. ISBN 80-01-01009.
2. Falfari, S., Forte, C., Brusiani, F., Bianchi, G. *Development of a 0D Model Starting from Different RANS CFD Tumble Flow Fields in Order to Predict the Turbulence Evolution at Ignition Timing*, "SAE Technical Paper 2014-320048, 2014, doi:10.4271/2014-32-0048.
3. Ramadan, B., Gray, C., Hamady, F., Hellman, K. et al. *Numerical Simulations in a High Swirl Methanol-Fueled Directly-Injected Engine*, "SAE Technical Paper 2003-01-3132, 2003, doi:10.4271/2003-01-3132.
4. WILCOX, David C. *Turbulence modeling for CFD*. 2nd ed. La Cãnada, Calif.: DCW Industries, c1998. ISBN 09-636-0515-1.
5. *Manuál AVL FIRE*.
6. HATSCHBACH, P. *Měření rychlostního pole ve válci spalovacího motoru pomocí integrálních metod a laserové dopplerovské anemometrie*, Disertační práce, ČVUT v Praze, fakulta strojní, 1995.
7. Yin, Congbo, a další. Effect of the piston top contour on the tumble flow and combustion features of a GDI engine with a CMCV: a CFD study. *tandfonline*. [Online] [Citace: 11. červen 2017.] <http://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/19942060.2016.1157099>.
8. Mallikarjuna, B. Harshavardhan & J. M. CFD Analysis of in-Cylinder Flow. *irdindia*. [Online] [Citace: 11. červen 2017.] http://www.irdindia.in/journal_ijtarme/pdf/vol2_iss3/18.pdf.
9. Vaz, M., Amorim, F., Ribeiro, J., Huebner, R. et al.,. *Numerical Analysis of the Piston Crown Geometry Influence on the Tumble and Squish in a Single Cylinder Engine*, SAE Technical Paper 2014-36-0300, 2014, doi:10.4271/2014-36-0300.
10. Vitek, O., Tichánek, R. a Hatschbach, P. *Application of LES, PANS and RANS to a Case of Intake Channel Steady Flow Test Bench MECCA* *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. 2015, 13(3), 14-23. ISSN 1214-0821.
11. *GT-Power User's Manual, GT-Suite version 2016*. Gamma Technologies Inc.

Seznam obrázků

Obr. 4.1 Vtokový proud, obrázek převzat z [1].....	12
Obr. 4.2 Tečná rotace – Swirl, obrázek převzat z [1]	13
Obr. 4.3 Geometrie a výpočetní síť, obrázek převzat z [3]	14
Obr. 4.4 Použitý ventil, obrázek převzat z [3].....	15
Obr. 4.5 Tumble, obrázek převzat z [1]	16
Obr. 4.6 1. typ radiálního víru, obrázek převzat z [1]	17
Obr. 4.7 2. typ radiálního víru, obrázek převzat z [1]	17
Obr. 4.8 Koutový vír, obrázek převzat z [1]	18
Obr. 5.1 Geometrie motoru od ŠKODA AUTO a.s.....	19
Obr. 5.2 Připravená geometrie, pohled v řezu přes ventily	20
Obr. 5.3 Surface Mesh v prostředí AVL FIRE.....	20
Obr. 5.4 Příklad vytvořených hran.....	21
Obr. 5.5 Příklad objemové sítě	22
Obr. 5.6 Rychlostní pole; zleva model k- ϵ , k- ζ -f a PANS	29
Obr. 6.1 Čtyři varianty koruny pístu; obrázek převzat z [7].....	39
Obr. 6.2 Variabilní Tumble systém; obrázek převzat z [7].....	39
Obr. 6.3 Tvary pístů; obrázek převzat z [8].....	41
Obr. 6.4 Geometrie pro sací zdvih, píst v HÚ; ventil nastaven do zdvihu 0,25 mm	42
Obr. 6.5 Geometrie pro kompresní zdvih, píst v HÚ, ventil nastaven do zdvihu 0,25mm	42
Obr. 6.6 MOV_piston_moving.....	43
Obr. 6.7 MOV_piston_buffer.....	43
Obr. 6.8 MOV_piston_non_moving	43
Obr. 6.9 MOV_valves.....	43
Obr. 6.10 Původní geometrie – řez 1.....	47
Obr. 6.11 Původní geometrie – řez 2.....	47
Obr. 6.12 Varianta mod2 – řez 1	47
Obr. 6.13 Varianta mod2 – řez 2	48
Obr. 6.14 Detail antidetonačních štěrbin	48
Obr. 6.15 Varianta mod4 – řez 1	48
Obr. 6.16 Varianta mod4 – řez 2	48
Obr. 6.17 Varianta mod5 – řez 1	49
Obr. 6.18 Varianta mod5 – řez 2	49
Obr. 6.19 Varianta mod9 – řez 1	49
Obr. 6.20 Varianta mod9 – řez 2	50
Obr. 6.21 Tvary výstupků v koruně pístu na sací nebo výfukové straně; převzato z [9]	58
Obr. 6.22 Proudové pole na konci komprese, píst s výstupkem na výfukové straně; převzato z [9]	58
Obr. 6.23 Proudové pole na konci komprese, píst s výstupkem na výfukové i sací straně; převzato z [9]	58
Obr. 6.24 Srovnání vírových struktur; vlevo varianta defgeom, vpravo mod4; legenda v [m/s]	59
Obr. 6.25 Turbulentní kinetická energie; srovnání variant mod4 (vpravo) a základní geometrie.....	61
Obr. 7.1 Rychlostní pole; vlevo otevřeny oba ventily, vpravo jeden ventil	65
obr. 7.2 Srovnání rychlostních polí v selection pro Tumble; vpravo varianta s jedním otevřeným ventilem; legenda v m/s.....	67
Obr. 8.1 Model v GT Power	70
Obr. 8.2 Popis 4 výpočetních zón, obrázek převzat z [9].....	76

Seznam grafů

Gr. 4.1	Hodnota Swirl Ratio při různých případech, graf převzat z [3]	15
Gr. 4.2	Hodnoty turbulentní kinetické energie v různých případech, graf převzat z [3]	16
Gr. 5.1	Vliv velikosti elementu na průtok	23
Gr. 5.2	Vliv různých tloušťek při 4 BL	24
Gr. 5.3	Vliv různých tloušťek při 3 BL	24
Gr. 5.4	Srovnání průtoku v geometrii s uklidňovací nádobou a bez ní	25
Gr. 5.5	Historie ustálení průtoku na výstupu	26
Gr. 5.6	Závislost průtokového součinitele μ na zdvihu ventilů	27
Gr. 5.7	Závislost průtokového čísla $\mu\sigma$ na zdvihu ventilů	27
Gr. 5.8	Závislost α_K na zdvihu ventilů	28
Gr. 5.9	Závislost $\mu\sigma$ na zdvihu ventilů s různými modely turbulence	30
Gr. 5.10	Neustálenost momentu hybnosti a toku momentu hybnosti, ze které plyne neustálenost TR_r	34
Gr. 5.11	Závislost Tumble Ratio redukovaného na zdvihu ventilů	35
Gr. 5.12	Neustálenost obou veličin, ze které plyne neustálenost SR_r; zdvih 9 mm	38
Gr. 5.13	Závislost Swirl Ratio redukovaného na zdvihu ventilů	38
Gr. 6.1	Turbulentní kinetická energie; graf převzat z [7]	40
Gr. 6.2	Tumble Ratio; graf převzat z [7]	40
Gr. 6.3	Srovnání Tumble Ratio s různými typy pístů; graf převzat z [8]	41
Gr. 6.4	Srovnání Turbulentní kinetické energie; graf převzat z [8]	41
Gr. 6.5	Kinematika pístu	44
Gr. 6.6	Zdvihová křivka sacích ventilů, dva pracovní body	44
Gr. 6.7	Srovnání Tumble Ratio prvního pracovního bodu	52
Gr. 6.8	Srovnání Tumble Ratio konstrukčních variant; 1. pracovní bod	53
Gr. 6.9	Srovnání Tumble Ratio konstrukčních variant; 2. pracovní bod	54
Gr. 6.10	Srovnání 1. a 2. pracovního bodu původní geometrie	54
Gr. 6.11	Srovnání 1. a 2. pracovního bodu varianty mod2	55
Gr. 6.12	Srovnání Swirl Ratio konstrukčních variant; 1. pracovní bod	56
Gr. 6.13	Srovnání Swirl Ratio konstrukčních variant; 2. pracovní bod	57
Gr. 6.14	Turbulentní kinetická energie; 1. pracovní bod	60
Gr. 6.15	Tumble Ratio ze simulací k- ζ -f; srovnání konstrukčních variant	61
Gr. 6.16	Plnicí účinnost	62
Gr. 7.1	Srovnání hodnot BMEP varianty s jedním otevřeným ventilem a s oběma	63
Gr. 7.2	Srovnání průtokových čísel	63
Gr. 7.3	Srovnání obou variant při zdvihu ventilů 9 mm; SR_r z momentu hybnosti	64
Gr. 7.4	Srovnání obou variant; SR_r z momentu hybnosti; čárkovane uvedeny hodnoty z toku momentu hybnosti	65
Gr. 7.5	Swirl Ratio redukované; srovnání režimů s jedním otevřeným ventilem a oběma	66
Gr. 7.6	Tlakový spád v průběhu sacího zdvihu	66
Gr. 7.7	Tumble Ratio redukované, srovnání obou variant	67
Gr. 7.8	Srovnání plnicí účinnosti varianty s jedním otevřeným ventilem	68
Gr. 7.9	Tumble Ratio redukované; srovnání režimů s jedním otevřeným ventilem a oběma	68
Gr. 7.10	Turbulentní kinetická energie – 1. pracovní bod	69
Gr. 7.11	Turbulentní kinetická energie – 2. pracovní bod	69
Gr. 8.1	Srovnání Tumble Ratio z AVL FIRE a GT Power; 1. pracovní bod	71
Gr. 8.2	Srovnání Tumble Ratio z AVL FIRE a GT Power; 2. pracovní bod	72
Gr. 8.3	Srovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE a GT Power; 1. pracovní bod	73
Gr. 8.4	Srovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE a GT Power; 2. pracovní bod	74
Gr. 8.5	Srovnání obou pracovních bodů; průběhy AVL FIRE i GT-Power	75
Gr. 8.6	Srovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE a GT Power; 1. pracovní bod	75
Gr. 8.7	Srovnání Turbulentní kinetické energie z AVL FIRE a GT Power; 2. pracovní bod	76
Gr. 8.8	Swirl Number – GT Power; 1. pracovní bod – otevřeny oba ventily	76
Gr. 8.9	Swirl Number – GT Power; 1. pracovní bod - otevřen jeden ventil	77

Seznam použitých zkratk a symbolů

symbol	význam	jednotka
C_s	Swirl Coefficient	[-]
C_t	Tumble Coefficient	[-]
ρ	hustota	[kg/m ³]
ε	součinitel kontrakce	[-]
μ	průtokový součinitel	[-]
σ	uzavírací číslo	[-]
$\mu\sigma$	průtokové číslo	[-]
κ	Poissonova konstanta	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
r	měrná plynová konstanta	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
w	rychlost proudění	[m/s]
\vec{B}	moment hybnosti	[kg·m ² /s]
$\vec{\dot{B}}$	tok momentu hybnosti	[kg·m ² /s ²]
I	moment setrvačnosti	[kg·m ²]

Zkratky

symbol	význam
BL	Boundary layers – tenké elementy v blízkosti stěn
CFD	počítačová dynamika tekutin (Computational Fluid Dynamics)
DNS	přímá numerická simulace (Direct Numerical Simulation)
LES	Large Eddy Simulation
PANS	Partially Averaged Navier Stokes
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
SR_r	Swirl Ratio redukované
TKE	Turbulentní kinetická energie
TR_r	Tumble Ratio redukované

Seznam příloh

Soubory AVL FIRE

- 1prac_bod.fep
 - 2prac_bod.fep
 - ladeni_LEPE-prac_bod_1-LES-p_init_0p819bar.ssf
 - ladeni_LEPE-modGeom_newMesh-prac_bod_2-LES-p_init_0p838bar.ssf
 - ladeni_LEPE-prac_bod_1-RANS_k_zeta-f-timeStep_0p5-p_init_0p819bar.ssf
 - ladeni_LEPE-prac_bod_2-RANS_k_zeta_f-timeStep_0p5-p_init_0p838bar.ssf
- Soubory dalších variant již nevypisují, včetně integračních maker

Soubory CREO 2

původní data ze ŠKODA AUTO

- 3d_data_skoda.igs
- 3d_data_skoda2.prt
- koruna_pistu_mod11.prt
- spalovak_mod9.prt
- pist_mod9.prt

mé vlastní

- kompresni_zdvih_mod2.prt
 - koruna_pistu_mod11.prt
 - saci_zdvih_nadoba_mod2.prt
 - spalovak_mod2.prt
- další varianty již nevypisují

Soubory GT Power

- SKODA_dp.gtm
- SKODA_dp.gdx
- SKODA_dp_SV.gtm
- SKODA_dp_SV.gdx

Soubory MS EXCEL

- AVG_TKE.xlsx
- Data_iterace_AVL.xlsx
- Data_iterace_AVL_nadoba.xlsx
- Hmotnost_tlak_objem.xlsx
- Kinematika_pracovni_body.xlsx
- Prutok_zdvih_ventilu.xlsx
- SKODA-Ventilkurven.xlsx
- Vyhodnoceni_Swirl.xlsx
- Vyhodnoceni_Tumblu_maximum.xlsx