



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**STUDIE PŘÍČNÉHO RYCHLOSTNÍHO POLE V
BLÍZKOSTI ROTUJÍCÍHO KOLA S UVAŽOVÁNÍM
VLIVU NUCENÉ KONVEKCE KOTOUČOVÉ BRZDY**

STUDY OF TRANSVERSE VELOCITY FIELD IN THE VICINITY OF ROTATING WHEEL WITH
ASSUMPTION OF FORCED CONVECTION OF DISC BRAKE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dominik Regner

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Štefan, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Dominik Regner
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. David Štefan, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Studie příčného rychlostního pole v blízkosti rotujícího kola s uvažováním vlivu nucené konvekce kotoučové brzdy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vliv rotujícího disku kola na externí aerodynamiku osobního automobilu je značný. Student provede výpočetní analýzu vlivu geometrie vybraných disků kol na příčné proudění v blízkosti kola jedoucího osobního automobilu. Dále stanoví vliv nucené konvekce od kotoučové brzdy na proudové pole. Bude provedena numerická simulace vlivu zvolených geometrických konfigurací na celkový aerodynamický odpor osobního automobilu.

Cíle diplomové práce:

- Sestavení a aplikace výpočetního modelu okolí rotujícího kola s uvažováním přestupu tepla včetně stanovení vhodných okrajových podmínek.
- Identifikace geometrických parametrů s předpokládaným vlivem na příčné proudění rotujícím kolem.
- Porovnání příčných a podélných proudových polí uvnitř podběhu a v blízkosti rotujícího kola s rozdílnými disky.
- Vliv tepla od zahřáté kotoučové brzdy na proudové pole.
- Analýza vlivu příčného proudového pole na celkový aerodynamický odpor.

Seznam doporučené literatury:

HOUGHTON, E. L., P. W. CARPENTER, Steven H. COLLICOTT a Daniel T. VALENTINE. Aerodynamics for engineering students. Seventh Edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier, [2017]. ISBN 9780081001943.

KATZ, Joseph. Race car aerodynamics: designing for speed. 1. Cambridge, MA, USA: Robert Bentley, Incorporated, 1995. ISBN 978-0837601427.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá změnou rychlostního pole v oblasti kola osobního automobilu v důsledku lokální změny teploty způsobené konvekcí od kotoučové brzdy. Dále pak stanovením parametrů aplikovatelných na libovolný disk kola automobilu a studiem vlivu těchto parametrů na aerodynamické vlastnosti vozu a termodynamické vlastnosti kotoučové brzdy. Jedná se o výpočtovou práci provedenou v programu StarCCM+. V první části práce jsou popsány základní rovnice a postupy využité pro výpočetní modelování a poznatky v dané oblasti. V druhé části je ukázáno, jakým způsobem byly nastaveny parametry disků, vybrána geometrie a dále také popsán proces nastavení výpočetního řešiče. V závěrečné části jsou porovnány rychlostní pole pro izotermický a termodynamický model a diskutovány vlivy jednotlivých parametrů na rychlostní pole, koeficient aerodynamického odporu a pro výpočet s teplem také na vývoj teplot kotouče brzdy.

Klíčová slova

Externí aerodynamika vozu, CFD, rotující kola, kotoučová brzda, teplo, aerodynamický odpor

Abstract

The master thesis deals with the influence of a local change of temperature due to advection from disc brake to axial velocity field close to the rotating wheel of a car. The second goal is to set parameters applicable to various wheel discs and study of the influence of these parameters to aerodynamical properties of car and thermodynamical properties of the disc brake. The thesis is numerically executed in StarCCM+. The first part focuses on theoretical background about the numerical solution and current status of research. There are described disc parameters, geometry input and solver settings in the second part. The final part deals with a comparison of velocity fields for isothermal and thermodynamical model and evaluates the influence of parameters to velocity field, aerodynamical drag and thermodynamical performance of the brake.

Keywords

External road vehicle aerodynamics, CFD, Rotating wheels, Disc brake, Heat, Aerodynamic drag

Bibliografická citace

REGNER, Dominik. Studie příčného rychlostního pole v blízkosti rotujícího kola s uvažováním vlivu nucené konvekce kotoučové brzdy. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117159>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce David Štefan.

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Davidu Štefanovi Ph.D. a také odborným konzultantům ve Škodě Auto a.s. za ochotu při jejím zpracování a také oddělení aerodynamiky ve Škodě Auto za poskytnutí výpočetních prostředků. Rovněž děkuji také své rodině a přítelkyni za trpělivost a podporu po celou dobu mého studia.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Studie příčného rychlostního pole v blízkosti rotujícího kola s uvažováním vlivu nucené konvekce kotoučové brzdy* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Davida Štefana Ph.D. a odborných konzultantů ve firmě Škoda Auto a.s. a uvedl jsem v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 22.5.2018

.....

Bc. Dominik Regner

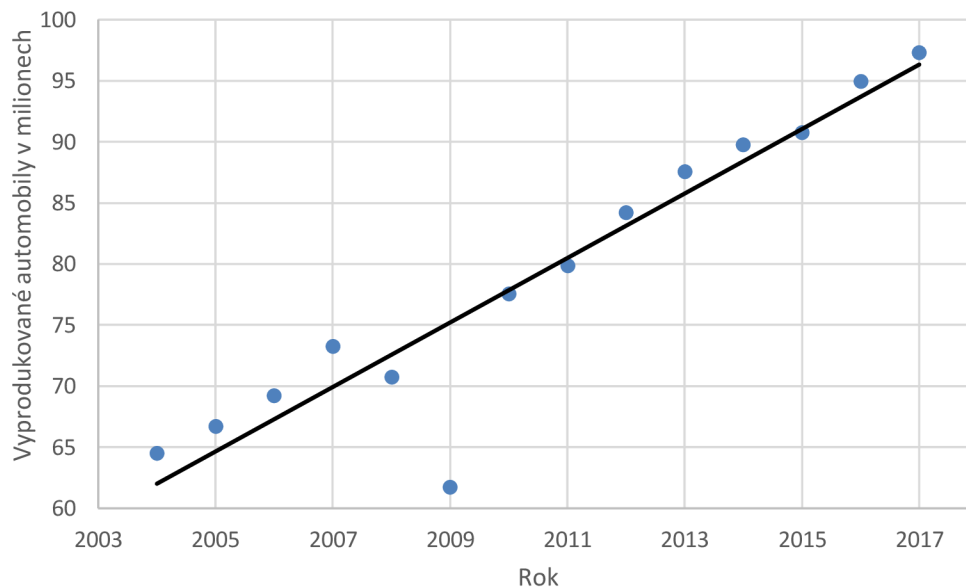
Obsah

1	Úvod	10
2	Teorie	12
2.1	Vnější aerodynamika automobilu	12
2.1.1	Silové působení	12
2.1.2	Původ odporu	13
2.1.3	Měření a výpočet koeficientu odporu	14
2.2	Computation Fluid Dynamics	14
2.2.1	Řídící rovnice	15
2.2.2	Modely turbulence	19
2.2.3	Mezní vrstva a její modelování	21
2.2.4	Modelování rotace kol	22
2.3	Oblast rotujících kol	24
2.3.1	Vliv zakrytí a modelování kol	24
2.3.2	Chlazení brzd	24
3	Metodologie	27
3.1	Definice parametrů	27
3.1.1	Míra průtočné plochy	27
3.1.2	Míra boční plochy	27
3.1.3	Míra vlastní ventilace	28
3.2	Geometrie automobilu a disků	29
3.3	Materiálové charakteristiky	29
3.3.1	Vzduch	30
3.3.2	Pevný materiál	30
3.4	Doména a výpočtová síť	30
3.4.1	Vzduch	31
3.4.2	Brzdový kotouč	35
3.5	Okrajové podmínky	35
3.6	Nastavení výpočtu	36
4	Výsledky	37
4.1	Parametry disků	37
4.2	Koeficienty odporu	40
4.3	Vliv parametrů na celkový odpor vozu	40
4.4	Porovnání příčného a podélného proudového pole	44
4.5	Vliv tepla	47
4.5.1	Dopad na koeficient odporu	48
4.5.2	Dopad na příčné proudové pole	49
4.6	Vliv parametrů na teplotu disku	53
5	Závěr	55
6	Seznam použitých značek	56
7	Seznam obrázků	57

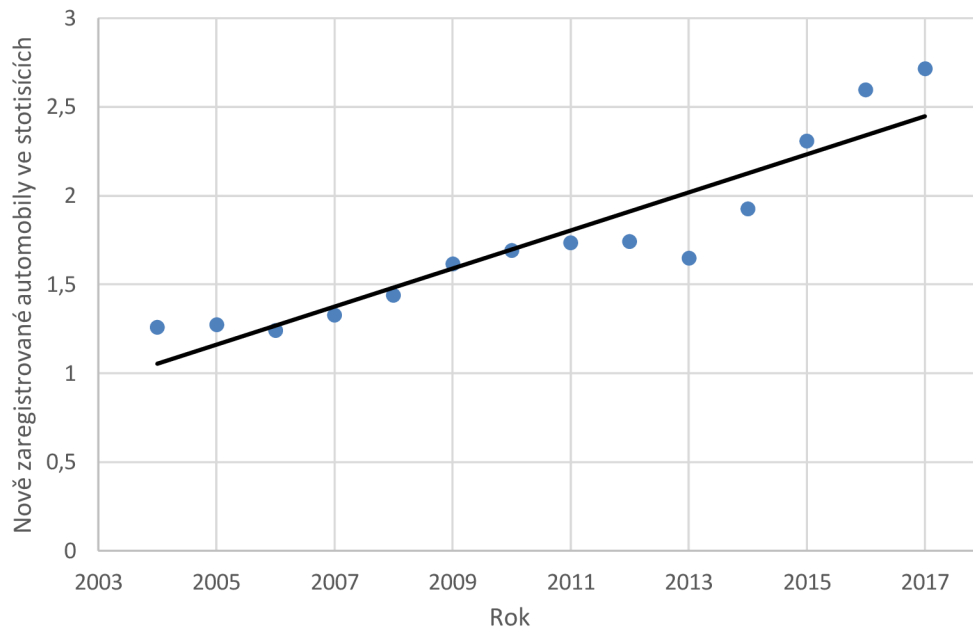
8	Seznam tabulek a grafů	58
9	Seznam použité literatury	59

1 ÚVOD

Cestování je v dnešní době čím dál běžnější součástí každodenního života. Zejména využívání osobních automobilů je jednou z klíčových variant dopravy. Dostupnost automobilů se zvyšuje a tím také počet prodaných vozů. Podle statistiky International Organization of Motor Vehicle Manufactures (OICA) se za posledních 13 let zvýšil počet vyrobených automobilů ve světě z 65 milionů na téměř 100 milionů. Trend růstu je lineární po celých 13 let vyjma roku 2009. Rapidní pokles pro tento rok je způsoben světovou finanční krizí. Světová produkce automobilů je zobrazena na obrázku 1. V České Republice je vhodnější, z důvodu přínosu produkce firmy Škoda Auto, ukázat tento růst na počtu nově zaregistrovaných automobilů. Trend je zobrazen na obrázku 2. Svaz Dovozců Automobilů ve své statistice deklaruje za posledních 13 let zvýšení o více než dvojnásobek ze 125 tisíc na 270 tisíc. Tento trend je taktéž lineární a není pravděpodobné, že se pro následující roky bude měnit [1,2].



Obrázek 1 Světová produkce automobilů [1]



Obrázek 2 Počet zaregistrovaných automobilů v ČR [2]

Se zájmem rostou také nároky na výkon, pohodlnost, spolehlivost, environmentální a ekonomickou stránku automobilů. Jednou z mnoha možností, jak zlepšit poslední dvě jmenované je snižování odporu působícího na jedoucí vozidlo. Jedním z těchto odporů je také aerodynamický odpor, a právě jeho snižování patří k zájmu výrobců automobilů. Přesnost predikce odporu v průběhu návrhu nového vozu je velmi důležitá a významnou měrou se na něm podílejí rotující kola. V průběhu vývoje je provedeno velké množství výpočtů a úpravy s největším potenciálem jsou následně ověřovány v aerodynamickém tunelu. Vzhledem k časové náročnosti výpočtů dochází ke zjednodušování a jedním takovým zjednodušením je také zanedbání tepla od kotoučové brzdy.

Tato výpočetní práce se zabývá právě studiem velikosti vlivu tohoto zjednodušení. Je provedeno porovnání vlivu na celkový odpor a dále také studie příčného rychlostního pole v oblasti, která je nejvíce ovlivněna, tedy v okolí kotouče brzdy. Dále se práce zabývá stanovením charakteristických parametrů a na jejich základě možností rozeznat různé termodynamické a aerodynamické vlastnosti rozdílných disků kol bez potřeby výpočtu pro každý z nich. Tím lze dosáhnout zkrácení času při procesu návrhu nového vozu.

2 TEORIE

2.1 Vnější aerodynamika automobilu

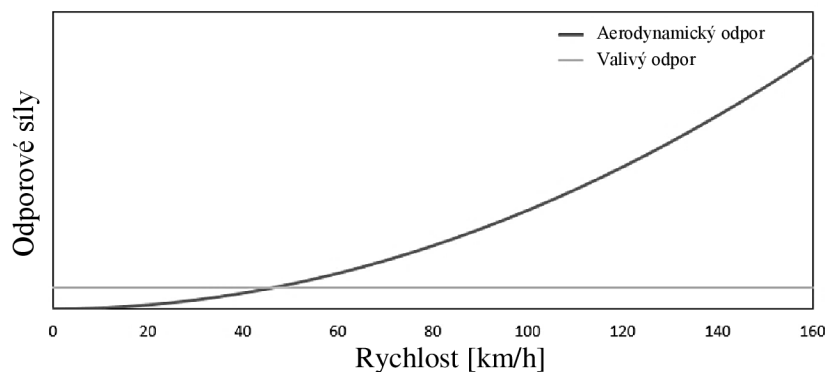
2.1.1 Silové působení

Celkovou sílu F (rovnice 2.1), která je zapotřebí k překonání odporu, je možné rozložit na jednotlivé síly působící proti pohybu automobilu [3].

$$F = F_D + F_R + F_a + F_g \quad (2.1)$$

Kde $F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A v^2$ je síla způsobená aerodynamickým odporem, $F_R = N f_r$ je síla způsobená valivým odporem, $F_a = ma$ je síla potřebná ke zrychlení a $F_g = mg \sin \alpha$ síla potřebná k překonání stoupání. Úhel sklonu vozovky ani vliv na styl jízdy řidiče není v rukách designéra. Naopak hmotnost, valivý odpor, čelní plocha A a koeficient aerodynamického odporu C_D jsou parametry, které je možné zlepšovat. Pokud uvažujeme stálou rychlost jízdy a rovnou dráhu, můžeme zjednodušit silové působení na automobil (rovnice 2.2).

$$F = F_D + F_R = \frac{1}{2} C_D \rho A v^2 + N f_r \quad (2.2)$$



Obrázek 3 Závislost odporových sil na rychlosti [3, upraveno]

Z obrázku 3 i rovnice (2.2) vidíme, že aerodynamický odpor roste s druhou mocninou rychlosti, zatímco valivý odpor je na rychlosti nezávislý. Pro rychlosti vyšší než 50 km/h začíná aerodynamický odpor převažovat a pro rychlosti běžně využívané mimo města a na dálnicích se stává zásadním odporem působícím proti pohybu.

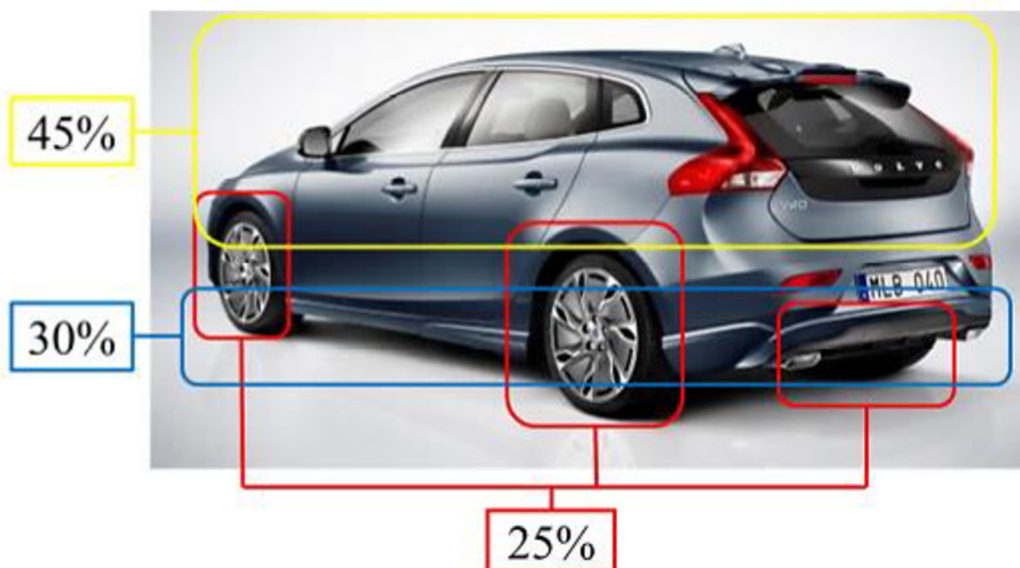
Aerodynamický odpor můžeme rozdělit na dvě složky, a to tlakovou a třecí. První z nich je tvořena tlakovými rozdíly v okolí automobilu způsobenými změnou rychlosti obtékajícího vzduchu. Druhý má původ ve tření mezi vzduchem a povrchem automobilu, kde je rychlost proudění v důsledku podmínky ulpívání nulová. Úpravou geometrie automobilu můžeme dosáhnout minimalizace především tlakového odporu, který má na celkový odpor dominantní vliv [3].

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A v^2 \quad (2.3)$$

Hustota média, kterým je v našem případě vzduch, je na vlastnostech automobilu nezávislá. Parametry, které je tedy možné zlepšovat, jsou C_D a A . Během vývoje automobilů došlo ke značnému posunu především ve zlepšování C_D . Pro automobily ve dvacátých letech minulého století dosahoval hodnoty 0,7. S postupem času se snižoval a v šedesátých letech klesl na 0,5. Pro dnešní aerodynamicky optimalizované automobily se tato hodnota pohybuje okolo 0,25. Například C_D elektromobilu Tesla Model 3 je 0,23 [4,5]. V případě aerodynamiky automobilů se velmi často používá přímo součin $C_D A$ [m^2].

2.1.2 Původ odporu

Díky dobrým možnostem optimalizace tvaru karoserie tvoří tato část jen 45 % celkového odporu. Oproti tomu podvozek spolu s koly přispívá zbývajícími 55 %. Přitom jen rotující kola způsobují čtvrtinu celkového odporu [6]. Rozložení příspěvků je patrné z obrázku 4.



Obrázek 4 Příspěvek částí automobilu k celkovému aerodynamickému odporu [7]

V oblasti kol dochází díky rotaci k narušení proudu a tvorbě vírů. Toto zavíření je původcem velkého příspěvku na celkový aerodynamický odpor. Proto se věnuje pozornost právě snižování odporu pod automobilem a v oblasti kol.

2.1.3 Měření a výpočet koeficientu odporu

V dnešní době jsou používány dvě metody pro určení koeficientu aerodynamického odporu: experimentální a díky nárůstu hardwarových parametrů počítačů také výpočetní. Experimentální spočívá v technologii aerodynamického tunelu. V dostatečně velkém tunelu je možné umístit celý automobil a simulovat jízdu různými rychlostmi ofukováním větrem o příslušných rychlostech. Vzhledem k velkému přínosu odporu právě v oblasti rotujících kol je zapotřebí vhodně upravit podlahu větrného tunelu tak, aby bylo možné co nejpřesněji dosáhnout podobných okrajových podmínek, jaké jsou při reálné jízdě po silnici. Výsledné silové působení na automobil je zaznamenáno a následně je koeficient, jako jediná neznámá, dopočítán z rovnice (2.3).

Druhou možností je využití výpočtového modelování proudění CFD (Computational Fluid Dynamics). Díky dnešním schopnostem počítačů je možné numericky získávat relativně přesná řešení velmi komplikovaných problémů týkajících se proudění tekutin.

2.2 Computation Fluid Dynamics

V této diplomové práci jsou experimenty provedeny právě za pomoci výpočtového modelování.

CFD modelování se skládá ze tří základních úkonů, které na sebe navazují. Prvním z nich je preprocessing. V této části je zapotřebí vytvořit geometrii, ve které tekutina, v našem případě vzduch, bude proudit. Typicky se jedná o inverzi pevných částí zkoumaného systému. A následně určení, jak velká celá doména musí být, aby sledovaný děj nezasahoval do okrajových podmínek a odvíjel se celý v námi zvolené oblasti.

Po dokončení geometrie dochází k diskretizaci domény. CFD pracuje převážně s metodou konečných objemů. Tato metoda je založena na rozdělení (diskretizaci) domény na velké množství menších buněk, pro které je následně iterativním způsobem vypočteno řešení. Takové rozdělení musí být velmi jemné především v oblasti, kde dochází k velkým gradientům veličin, jak už rychlostí, tak tlaků. Diskretizace domény se obecně nazývá síťování (“meshování”), protože se zde vytváří výpočtová síť (mesh). Ve chvíli, kdy je síť již dostatečně jemná a kvalitní, můžeme přistoupit k nastavení okrajových podmínek. Okrajové podmínky jsou v CFD velmi důležitým prvkem. Vzhledem k nelinearitě Navier-Stokesovy rovnice je řešení na okrajové podmínky vysoce citlivé. [10]

2.2.1 Řídící rovnice

Rovnice, podle kterých se řídí proudění tekutin, jsou tři. Interpretují fyzikální zákony zachování hmotnosti, energie a hybnosti. Jedná se o rovnici kontinuity, Navier-Stokesovu rovnici a energetickou rovnici.

2.2.1.1 Rovnice kontinuity

Vyjadřuje zákon zachování hmotnosti. Obecně je ve tvaru:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.4)$$

Kde ρ je hustota, t je čas, v_i vektor rychlostí a x_i představuje vektor souřadnic.

Vzduch je možné do rychlosti menší než jedna třetina Machova čísla považovat za nestlačitelnou kapalinu. Tato hodnota odpovídá jedné třetině rychlosti zvuku v daném médiu. Pro automobily pohybující se ve vzduchu je rovna rychlosti přibližně 100 m/s [8]. Takové rychlosti můžeme pro jedoucí automobil vyloučit v celé doméně. V běžných aerodynamických výpočtech je také teplota považovaná za konstantní. Za těchto podmínek je možné hustotu média považovat za konstantní a rovnici zjednodušit do tvaru [1]:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.5)$$

Pro část výpočtů v této práci jsou oba předpoklady splněny a je tedy možné rovnici kontinuity zjednodušit. V části, která se zabývá vlivem tepla od kotoučových brzd není možné splnit izotermickou podmínku a je zapotřebí uvažovat celý tvar (2.4).

2.2.1.2 Navier-Stokesova rovnice

Navier-Stokesova rovnice je vyjádřením zákona zachování hybnosti. Pro běžné aplikace je velmi často zjednodušována do známé podoby [9]:

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j = a_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2.6)$$

Kde $\frac{\partial v_i}{\partial t}$ představuje lokální zrychlení, $\frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j$ konvektivní zrychlení, a_i zrychlení od objemových sil působících na kapalinu, $\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i}$ zrychlení od tlakových sil a $\nu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j}$ zrychlení od viskózních sil. ν je kinematická viskozita kapaliny, pro kterou platí, že $\nu = \frac{\mu}{\rho}$.

Tento zjednodušený tvar (2.6) platí za podmínek konstantní hustoty a viskozity. Zde platí stejná situace jako pro rovnici kontinuity. V části, která se zabývá vlivem tepla na proudové pole není splněna ani jedna z těchto podmínek a je tedy zapotřebí uvažovat kompletní Navier-Stokesovu rovnici:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_j} v_j = \rho a_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.7)$$

Ve všech provedených výpočtech uvažujeme jako médium vzduch. Vzduch spadá do kategorie Newtonovských kapalin pro které platí, že smykové napětí je úměrné gradientu rychlosti. V takovém případě můžeme pro tenzor smykových napětí τ_{ij} uvažovat vztah [10]:

$$\tau_{ij} = \lambda \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} + \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.8)$$

Kde δ_{ij} je Kroneckerovo delta. Dosazením tohoto vztahu do kompletní Navier-Stokesovy rovnice (2.7) dostáváme potřebný tvar:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_j} v_j = \rho a_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \lambda \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k \partial x_j} + \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i \partial x_j} \right) \quad (2.9)$$

Kde λ je objemová (druhá) viskozita, pro kterou Stokes vyslovil hypotézu [11]:

$$\lambda = -\frac{2}{3} \mu \quad (2.10)$$

Pro výpočet izotermického proudění nestlačitelné kapaliny jsou dostačující rovnice kontinuity a Navier-Stokesova. V případě uvažování stlačitelnosti a teploty je zapotřebí doplnit soustavu rovnic o třetí, energetickou rovnici.

2.2.1.3 Energetická rovnice

Energetická rovnice je založena na prvním zákonu termodynamiky. Celková míra energie v izolované soustavě je neměnná. Energie tedy nevzniká ani nezaniká, pouze dochází k její přeměně na jiné formy, což může být pro kontrolní objem zapsáno jako:

$$\begin{array}{l} \text{Celková změna} \\ \text{energie} \end{array} = \begin{array}{l} \text{Dodaný tepelný} \\ \text{tok} \end{array} + \begin{array}{l} \text{Práce od} \\ \text{objemových a povrchových sil} \end{array} \quad (2.11)$$

$$A = B + C$$

Celková změna energie (A) pro pohybující se objem a jednotku hmotnosti se skládá ze dvou částí:

- a) Energie způsobená náhodným posuvem, rotací a vibracemi molekul. Vnitřní energie – e .
- b) Energie způsobená translačním pohybem. Kinetická energie – $\frac{c^2}{2}$.

$$c = ui + vj + wk$$

Celková energie je dána součtem vnitřní a kinetické energie. Změna celkové energie pro daný objem je dána substanciální derivací celkové energie násobenou hmotností objemu.

$$\begin{aligned} A &= \rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{c^2}{2} \right) dx dy dz \\ &= \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{c^2}{2} \right) \right] dx dy dz + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \left(e + \frac{c^2}{2} \right) \right] v_j dx dy dz \end{aligned} \quad (2.12)$$

Dodaný tepelný tok (B) je také tvořen dvěma složkami (viz. Obrázek 5):

- a) Tepelný tok do objemu způsobený radiací nebo konvekcí (B_r).

Uvažujme \dot{q} jako objemový tepelný tok na jednotku hmotnosti a dostáváme:

$$B_r = \rho \dot{q} dx dy dz \quad (2.13)$$

- b) Přenesené teplo v důsledku teplotních gradientů (B_c).

Je třeba zavést tepelný tok na jednotku času a hmotnosti přes stěny elementu v jednotlivých směrech souřadného systému \dot{q}_i .

Potom přenesené teplo vedením lze za pomoci Fourierova zákona upravit jako:

$$B_c = \left[\dot{q}_i - \left(\dot{q}_i + \frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i} \right) \right] dx dy dz = - \frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i} dx dy dz \quad (2.14)$$

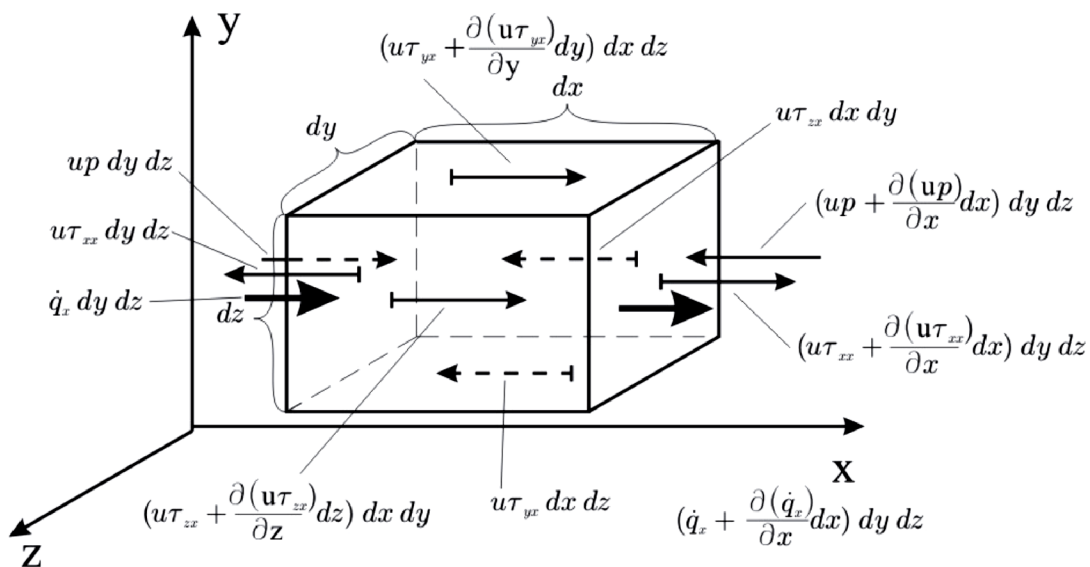
$$\dot{q}_i = k \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.15)$$

Dodaný tepelný tok je dán:

$$B = B_r + B_c = \left[\rho \dot{q} - \frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i} \right] dx dy dz = \left[\rho \dot{q} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \right] dx dy dz \quad (2.16)$$

Práci od objemových sil (C_o) lze vyjádřit jako sílu působící na kontrolní objem násobenou rychlostí tohoto objemu:

$$C_o = \rho f_i c^2 dx dy dz \quad (2.17)$$



Obrázek 5 Energetické toky pro objem pohybující se kapaliny ve směru osy x [10]

Práce od povrchových sil (C_s) je dána součinem rychlostí v jednotlivých směrech násobených silami působícími v těchto směrech. Jedná se o síly tlakové:

$$\left[p v_i - \left(p v_i + \frac{\partial p v_i}{\partial x_i} dx \right) \right] dy dz = - \frac{\partial p v_i}{\partial x_i} dx dy dz \quad (2.18)$$

A podobně o síly od smykového napětí:

$$\left[\left(v_i \tau_{ij} + \frac{\partial v_i \tau_{ji}}{\partial x_j} dx \right) - v_i \tau_{ij} \right] dy dz = \frac{\partial v_i \tau_{ji}}{\partial x_j} dx dy dz \quad (2.19)$$

Součtem těchto tři rovnic dostáváme C:

$$C = \left(- \frac{\partial p v_i}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i \tau_{ji}}{\partial x_j} \right) dx dy dz + \rho f_i v_i dx dy dz \quad (2.20)$$

Spojením A, B a C dostáváme výslednou energetickou rovnici: [10]

$$\begin{aligned} & \rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{c^2}{2} \right) dx dy dz \\ & = \left[\rho \dot{q} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \right] dx dy dz \left(- \frac{\partial p v_i}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i \tau_{ji}}{\partial x_j} \right) dx dy dz + \rho f_i c^2 dx dy dz \end{aligned} \quad (2.21)$$

2.2.2 Modely turbulence

Soustava řídicích rovnic je nelineární a provázaná. V úplné podobě je analytické řešení známé jen pro velmi jednoduché případy. Pokud bychom neprovedli další zjednodušení pomocí modelu turbulence, bylo by výpočetně velmi náročné soustavu vyřešit.

2.2.2.1 Reynolds-averaged Navier-Stokes equations – RANS

V případě, že je proudění turbulentní, je výhodné okamžité hodnoty tlaku a rychlosti rozložit na časově středovanou a flukтуаční složku.

$$p = \bar{p} + p' \quad (2.22)$$

$$v_i = \bar{v}_i + v_i' \quad (2.23)$$

Středovanou hodnotu (např. rychlosti \bar{v}_i) dostáváme integrací okamžitých hodnot přes určitý časový krok.

$$\bar{v}_i = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T v dt \quad (2.24)$$

Časový krok je třeba volit tak, aby platilo, že integrace flukтуаční složky přes daný časový krok bude rovna nule.

$$\frac{1}{2T} \int_{-T}^T v'_i dt = 0 = \bar{v}'_i \quad (2.25)$$

Rozklad, který splňuje tyto podmínky, se nazývá Reynoldsova dekompozice [12].

Po implementaci dekompozice do N-S rovnic pro nestlačitelnou kapalinu dostáváme:

$$\frac{\partial(\overline{v_i + v'_i})}{\partial x_i} = \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{v}'_i}{\partial x_i} = \frac{\partial v_i}{\partial x_i} \quad (2.26)$$

Na rovnici kontinuity nemá časové středování žádný vliv.

$$\frac{\partial(\overline{v_i + v'_i})}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{v_i + v'_i})(\overline{v_j + v'_j})}{\partial x_j} = a_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial(\overline{p + p'})}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2(\overline{v_i + v'_i})}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2.27)$$

Po úpravách dostáváme tvar rovnice [13]:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{v}_i \bar{v}_j}{\partial x_j} = a_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \overline{v'_i v'_j} \right) \quad (2.28)$$

Poslední člen rovnice $\overline{v'_i v'_j}$ je způsoben flukтуаční složkou rychlosti, nazývá se Reynoldsův tenzor napětí. Tento tenzor je symetrický a má tedy šest neznámých.

$$-\overline{v'_i v'_j} = \tau_{ij} \quad (2.29)$$

Za pomoci časového středování N-S rovnic dostáváme soustavu čtyř rovnic o deseti neznámých. Jedná se o neuzavřenou úlohu a pro minimalizaci neznámých zavádíme modely turbulence. Reynoldsův tenzor napětí lze na základě Boussineqovy hypotézy rozložit na:

$$\tau_{ij} = \nu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.30)$$

Díky tomuto rozkladu snižujeme počet neznámých z deseti na čtyři. Dostáváme ale zcela novou neznámou ν_t , která je označována jako turbulentní viskozita. Stanovením této viskozity se zabývají modely turbulence. [12]

2.2.2.2 $k-\varepsilon$ model

Model $k-\varepsilon$ model spadá do rodiny dvourovnicových modelů. Pro stanovení turbulentní viskozity popsané v rov. 2.31 využívá dvou transportních rovnic a to pro výpočet turbulentní kinetické energie k a míry disipace energie ε .

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.31)$$

Kde C_μ je v případě nejstaršího $k-\varepsilon$ modelu, označovaného jako standardní, konstanta o hodnotě 0,09 [15]. Později byl vyvinut novější a přesnější model Realizable $k-\varepsilon$. Ten oproti standardnímu obsahuje novou transportní rovnici pro ε a C_μ není konstantou, ale závisí na k , ε a vířivé povaze proudění [16].

2.2.3 *Mezní vrstva a její modelování*

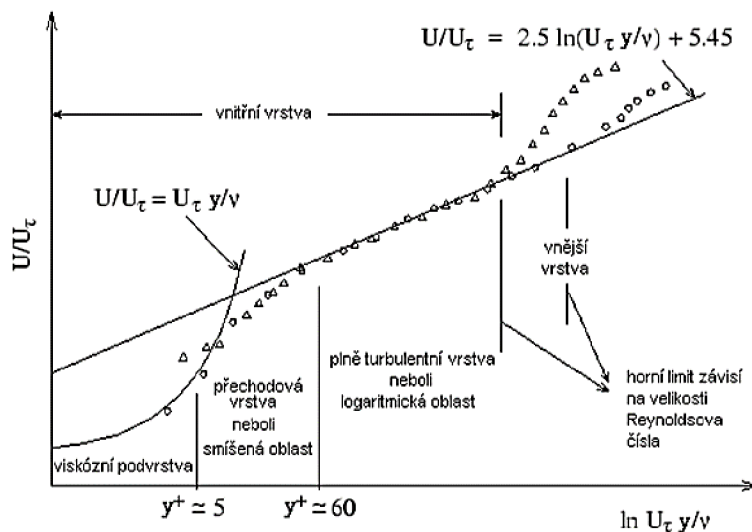
Na stěnách s podmínkou ulpívání je nulová rychlost. Oblast v blízkosti obtékané stěny je tedy zdrojem velké vířivosti. Z tohoto důvodu je popis proudění a turbulence v mezní vrstvě velmi důležitý. Tloušťku mezní vrstvy lze definovat jako vzdálenost od povrchu, ve které je rychlost proudění rovna 99% rychlosti proudu. Mezní vrstvu lze rozdělit na vnější a vnitřní. Vnitřní se nachází do 20% celkové tloušťky. Pro popis této oblasti definujeme parametr y^+ pro který platí:

$$y^+ = \frac{y u_t}{\nu} \quad (2.32)$$

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.33)$$

Kde y je kolmá vzdálenost od stěny, u_t smyková rychlost, τ_w smykové napětí a ρ hustota.

Vnitřní mezní vrstvu lze dále rozdělit na tři části. Viskózní ($y^+ < 5$), přechodovou ($y^+ < 60$) a logaritmickou. Rychlostní profil v mezní vrstvě je vidět na obrázku 6.



Obrázek 6 Rychlostní profil a rozdělení mezní vrstvy [17-upraveno]

Pro modelování proudění v mezní vrstvě jsou běžně používány dva přístupy. První z nich využívá stěnové funkce. Jedná se o soubor definovaných rovnic, které přemosťují vzdálenost mezi povrchem a první buňkou. Používají se pro predikci proudění v oblasti viskózní a přechodové vrstvy. Dochází tak ke snížení nutného počtu buněk v blízkosti stěny a tedy i k snížení velikosti výpočtové sítě. Druhý přístup je založen na velmi jemné síti v blízkosti stěny, kde y^+ by mělo být menší 1, a všechny rovnice jsou následně řešeny až ke stěně a pokryjí všechny části mezní vrstvy. Tato metoda je přesnější pro predikci odtržení mezní vrstvy, ale náročnější na velikost a kvalitu výpočetní sítě. V programu StarCCM+ je první volbou varianta nazývaná all- y^+ wall treatment. Tato funkce sama rozpozná, zda je střed buňky příliš daleko od stěny a je zapotřebí použití stěnových funkcí nebo je síť dostatečně jemná pro výpočet až ke stěně, případně modelování jen na malé oblasti. [14]

2.2.4 Modelování rotace kol

Při jízdě automobilu dochází k pohybu částí geometrie. Pro co nejpřesnější simulaci potřebujeme simulovat vliv pohybujících se částí na proudění vzduchu. Typickými součástmi jsou kola a disky. Na modelování pohybu kola je možné použít různé přístupy. Máme k dispozici tři hlavní:

2.2.4.1 Wall relative motion

Nejjednodušší metodou je předepsání okrajové podmínky na pohybující stěnu a udělit jí úhlovou rychlost. Takový přístup je v programech Ansys označován jako moving wall [17] a v StarCCM+ jako wall relative motion [14]. Úskalím této metody je její jednoduchost. V případě, že je aplikována na plochu s normálovou složkou ve směru pohybu, je složka rychlosti ve směru této normály zanedbána. Pro věrnou simulaci je proto zapotřebí ploch s nulovou složkou v tomto směru. Paprsky disků takovou podmínku nesplňují a v případě přesného modelování vzorku ani pneumatiky [17].

2.2.4.2 Moving reference frame – MRF

Věrnější metodou pro zahrnutí rotace geometrie, která má plochy s normálovou složkou ke směru pohybu, je MRF. Často je také označována jako metoda “zamrzlého rotoru” (Frozen Rotor). Jak název napovídá, během této metody nedochází k reálnému pohybu sítě. Část objemu uvnitř domény, která by se reálně otáčela, je vyjmuta a na hranici je nastavena jako interface. Na tento interface je nastaven relativní pohyb podobně jako na moving wall. Z podstaty nastavení vyplývá, že MRF není vhodná pro oblasti, kde se předpokládají velké gradienty mezi rotující zónou a okolní doménou [15]. Díky tomu, že v průběhu simulace nedochází k pohybu domény, je možné využít stacionární výpočet a díky tomu dosáhnout v relativně krátkém čase velmi dobrých výsledků. Nevýhodou je, že dostáváme řešení jen pro jeden stav geometrie. Pro úplné popsání je zapotřebí víc výpočtů pro rozdílné natočení kol [18].

2.2.4.3 Tangential velocity

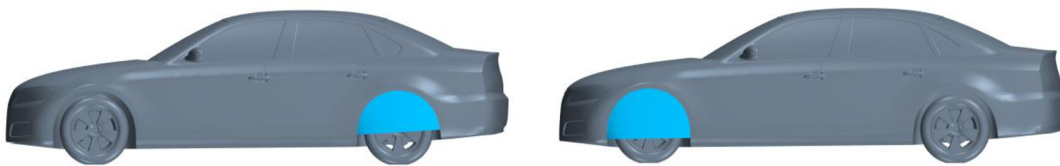
Nejvěrohodnější a nejreálnější metodou simulace rotace kol je metoda tangential velocity pro StarCCM+ [14], sliding/moving mesh pro Ansys. Síť se v tomto případě reálně pohybuje. Je zapotřebí vytvoření oblasti, která bude rotovat podobně jako v případě MRF. Už z podstaty věci je zřejmé, že se jedná jen o nestacionární výpočty, a proto je tato varianta také časově náročnější. Hodnoty na hranici jednotlivých oblastí jsou interpolovány a přeneseny do sousedících oblastí v každém časovém kroku výpočtu. Z tohoto důvodu je také zapotřebí, aby zóna byla rotačně symetrická podle osy rotace, aby byla zajištěna spojitost v celé oblasti [17].

2.3 Oblast rotujících kol

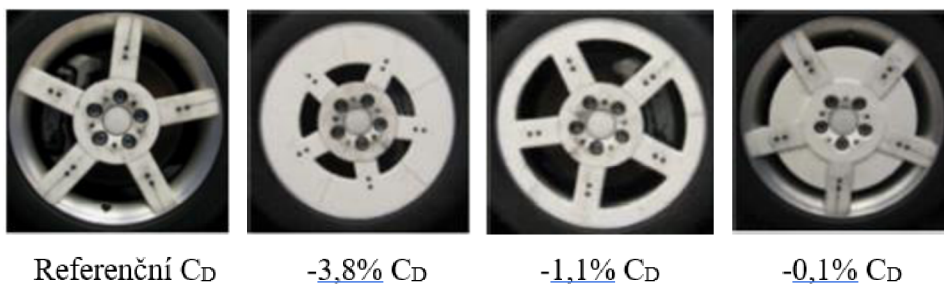
2.3.1 Vliv zakrytí a modelování kol

Změnou geometrie v oblasti kol dochází ke změnám na aerodynamickému odporu. Velkou měrou je změna odporu závislá na zakrytí oblasti, kde dochází k rotaci. Toho lze docílit buď překrytím celého podběhu nebo zakrytím disku kola. V případě zakrytí celých podběhů bylo dosaženo pro rychlost 120 km/h a vůz Volvo S60 těchto zlepšení: 2,9% v případě zakrytí zadních podběhů, 4,2% v případě zakrytí předních podběhů a pro oba podběhy 3,8% (viz. Obrázek 7). Z tohoto zjištění plyne, že dominantní vliv na odpor mají přední kola [22,23,27].

Rozdílný tvar disků má také značný vliv. Pro stejný vůz bylo dosaženo změnou



Obrázek 7 Zakrytí podběhu kola [22]



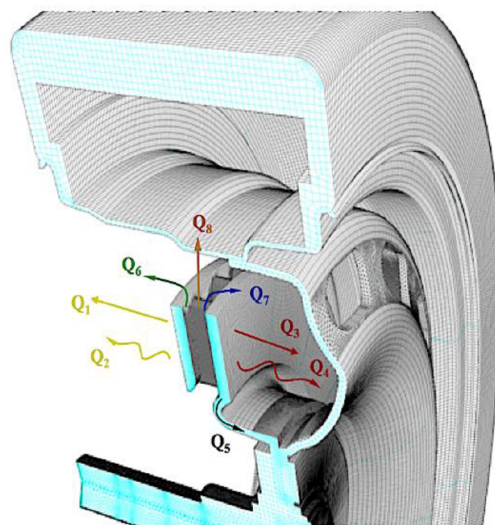
Obrázek 8 Vliv polohy zakrytí kola na aerodynamický odpor [29, upraveno]

modelových disků zlepšení celkového odporu až o 6% pro rychlost 140 km/h [7]. Obecně platí, že větší míra zakrytí disku přináší aerodynamické zlepšení. Z měření vyplývá, že velkou roli hraje také rozložení plochy (viz. Obrázek 8) [29].

Různým přístupem k modelování kol dosahujeme také jiných výsledků. Z porovnání vychází, že v případě použití varianty výpočtu, kdy skutečně dochází k rotaci kola, dostáváme výsledky, které jsou nejbližší experimentu. Pro použité metody (Moving wall, MRF, Sliding mesh) jsou vypočtené hodnoty nižší než při experimentu [18].

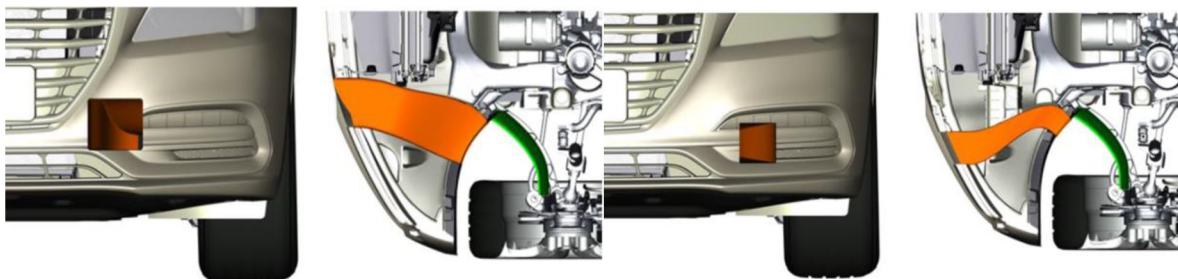
2.3.2 Chlazení brzd

Správná funkce brzd je podmíněna teplotou brzdové kapaliny. Ta se přímo odvíjí od teploty kotouče a třmene. Životnost kotouče je také daleko nižší v případě, že dochází k jeho přehřívání. Z těchto důvodů je zapotřebí udržovat teplotu kotouče co nejnižší. Tepelné toky a jejich mohutnost jsou pro jednotlivé typy přestupu tepla rozdílné [21].



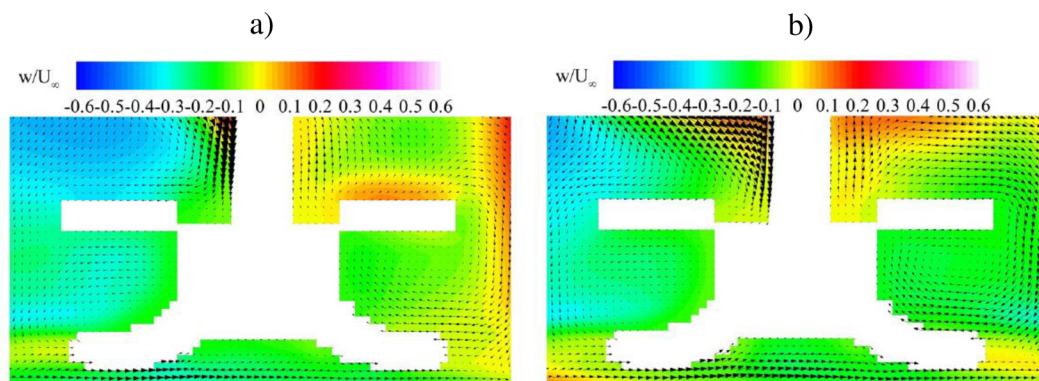
Obrázek 9 Přestup tepla z kotoučové brzdy [21]

Q_1 , Q_3 , Q_6 , Q_7 a Q_8 na obrázku 9 označují přenos tepla nucenou konvekcí a pro rychlost 30 km/h a v běžných okolních teplotách se podílejí na odvedeném teple více než 75 %. K odvodu co největšího množství tepla dochází k zaměření právě na tyto komponenty a k tomu slouží například různě vedený kanál (viz. Obrázek 10), který ofukuje kotouč i třmen brzdy. Tím zvyšuje podíl nucené konvekce na bocích kotouče a funguje tak i pro nevětrané modely brzd [24]. U silnějších aut jsou to právě větrací kanálky uvnitř kotouče [25].



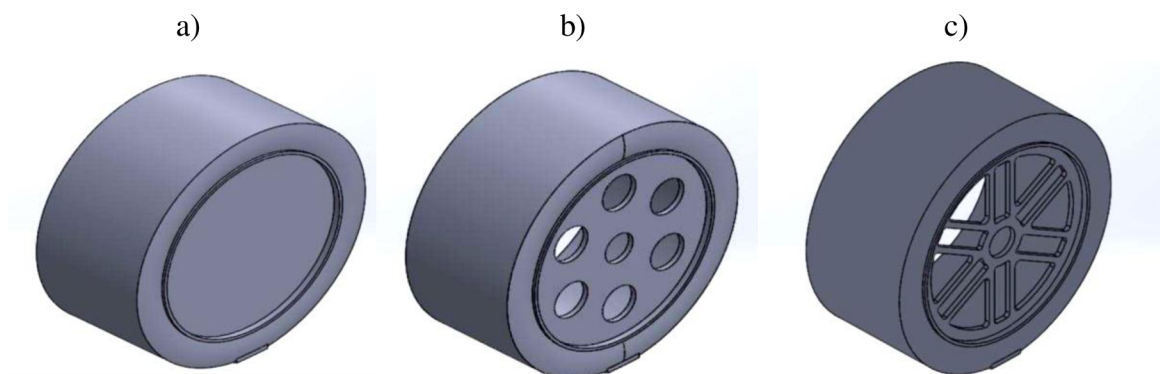
Obrázek 10 Rozdílný tvar kanálu pro ofukování brzdy [24]

Na průběh teploty kotouče má vliv také tvar disku kola. Pro porovnání různých disků z hlediska jejich vlivu na průběh teplot brzdy je zapotřebí vhodně nasimulovat rotaci kola. Z porovnání rychlostních polí na obrázku 11 pro případ stacionárního a rotujícího kola plyne, že rychlostní pole v okolí kotouče brzdy jsou diametrálně rozdílné. Vzhledem k zastoupení přestupu tepla pomocí nucené konvekce je toto rychlostní pole klíčové [28].



Obrázek 11 Rychlostní pole v okolí disku brzdy a) rotující b) stacionární kolo[28]

Pro výpočet osamocené rotujícího kola je chladnutí kotouče brzdy rychlejší pro otevřenější disky. S rostoucí průtočnou plochou modelových disků roste také objem vzduchu a pokles teploty v čase. Rychlost ofukování byla nastavena na 18,6 m/s a odpovídající rotace kol byla zajištěna za pomoci MRF. Modelové disky jsou na obrázku 12. Po simulaci trvající 20 sekund poklesly teploty z 673 K na teploty a) 621 K b) 618 K a c) 605 K. [20]



Obrázek 12 Modelové disky pro výpočet vlivu zakrytí na průběh chladnutí brzdy [20]

3 METODOLOGIE

3.1 Definice parametrů

Tvar disků u různých výrobců se výrazně liší. Disky mají odlišné tvary, počet i plochu paprsků, stejně tak je různá i velikost kol. Pro zkoumání aerodynamického vlivu disků na celkový odpor je v dnešní době běžné vkládat jednotlivé geometrie disků do celého automobilu a porovnávat jejich vliv pouze na celkovém odporu. Hlubší zkoumání původu způsobených rozdílů v odporu neprobíhá. Toto je způsobeno výše zmíněnou rozmanitostí geometrií. Definováním tří parametrů, které jsou aplikovatelné na všechny disky je možné najít závislost způsobené difference právě na těchto parametrech. Porovnáním rychlostních polí pro disky s rozdílnými kombinacemi parametrů lze určit jejich vliv na celkový odpor.

3.1.1 Míra průtočné plochy

Geometrický parametr míra průtočné plochy (M_p) získáme změřením plochy, která vznikne prosvícením disku. Nazveme ji průtočnou plochou (A_p). Tato plocha je následně vztažena k celkové vnitřní průtočné ploše, která je vypočtena z vnitřního poloměru disku. Nazveme ji maximální teoretickou průtočnou plochou (A_{pmax}). Teoretická proto, že není možné ji u kola automobilu nikdy dosáhnout. Míru průtočnosti je tedy možné vypočítat z rovnice:

$$M_p = \frac{A_p}{A_{pmax}} \quad [-] \quad (3.1)$$

Jedná se o bezrozměrný parametr, který nabývá maximální teoretické hodnoty 1 pro prázdné kolo a minimální hodnoty 0 pro zcela uzavřené kolo.

3.1.2 Míra boční plochy

Druhý geometrický parametr určuje poměr maximální velikosti průřezu paprsků ve směru kolmém na rotaci kola (A_b) a maximální teoretické průtočné plochy (A_{pmax}). Nazveme jej mírou boční plochy (M_B).

$$M_B = \frac{A_b}{A_{pmax}} \quad [-] \quad (3.2)$$

Vzhledem k rozdílným tvarům paprsků je komplikované určení maximální plochy. Díky povaze parametru není zapotřebí naprostá přesnost. Určení obsahu je možné promítnutím plochy paprsku do vhodně zvolené roviny tak, aby obsáhl co nejpřesněji průmět kolmý do směru rotace. V tomto parametru nijak nezohledňujeme tvar paprsků v tomto směru.

Hodnota parametru pro jednotlivé disky nenabývá smysluplných hodnot. Slouží pouze k porovnání různých disků mezi sebou.

3.1.3 *Míra vlastní ventilace*

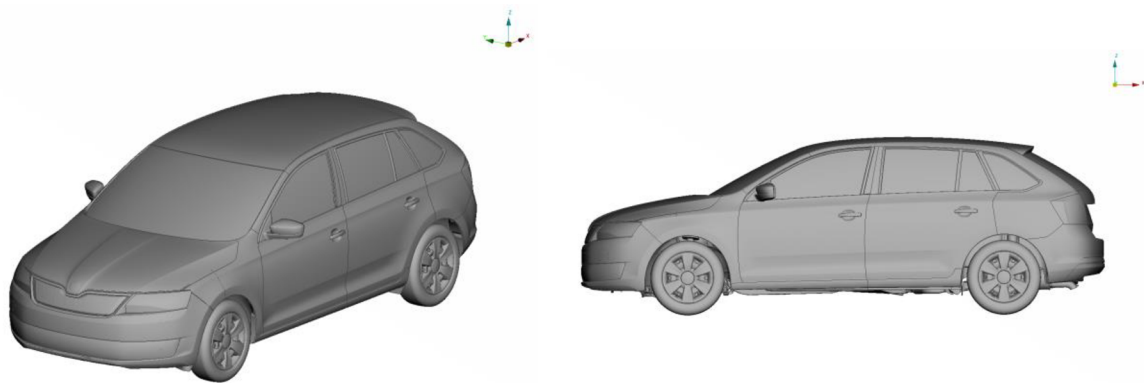
Míra vlastní ventilace (M_V) představuje střední rychlost vzduchu proudícího skrz rotující disk. Tuto hodnotu dostaneme jako poměr mezi objemovým průtokem skrz disk (Q_V) a průtočnou plochou disku (A_p). Kladná hodnota tohoto parametru označuje směr vzduchu vytékajícího ven z kola.

$$M_V = \frac{Q_V}{A_p} \text{ [m/s]} \quad (3.3)$$

Pro získání objemového průtoku je zapotřebí provést experiment nebo numerickou simulaci. Jedná se o průtok, který je vyvolán odvalováním kola po vozovce. Rychlost středu kola je stanovena na 140 km/h. V případě této práce je provedena numerická simulace.

3.2 Geometrie automobilu a disků

Geometrie vozu použitá pro simulace je Škoda Rapid Spaceback (viz. Obrázek 13). Geometrie je očištěná a velmi mírně zjednodušená v programu ANSA tak, aby vyhovovala CFD simulaci a neobsahovala zbytečné detaily, které by způsobily problémy při tvorbě výpočtové sítě. Pro další zjednodušení je použita pouze “vnější” geometrie (“mockup”), neobsahuje tedy motorový prostor.



Obrázek 13 Škoda Rapid Spaceback CAD geometrie

Zvolené geometrie disků jsou součástí nabídky poskytované firmou Škoda Auto (viz. Obrázek 14). Tyto disky se na vozech Rapid běžně vyskytují. Jsou vybrány na základě předpokládané rozmanitosti ve všech třech parametrech a také rozdílnosti ve velikosti.



Obrázek 14 Zvolené disky vyobrazené v levém provedení s rotací proti směru hodinových ručiček

3.3 Materiálové charakteristiky

Pro výpočet s teplem od kotoučové brzdy je nezbytné stanovit koeficienty související s přestupem tepla a materiálové charakteristiky. Jedná se o hustotu (ρ), měrnou tepelnou kapacitu (c_p), dynamickou viskozitu (μ) a součinitel tepelné vodivosti (k_c). Pro rozsah teplot 250-950 °C můžeme předepsat pro jednotlivé hodnoty polynomické funkce v závislosti na teplotě. Každá taková funkce ale znamená další přidanou rovnici do výpočtu a prodloužení tak výpočetního času.

3.3.1 Vzduch

Vzhledem k tomu, že hlavním sledovaným médiem je vzduch, je vhodné stanovit materiálové charakteristiky v závislosti na teplotě (T [K]). Řádově největších změn dochází pro hustotu. [19] Z důvodu kompromisu mezi výpočetním časem a realitou je předepsán jen polynom pro závislost hustoty na teplotě a ostatní parametry jsou voleny konstantní pro teplotu okolí. Zvolené materiálové charakteristiky vzduchu jsou shrnuty v tabulce 1.

ρ	kg/m ³	$\rho = 2 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 0,0036 \cdot T + 2,09555$
c_p	J/(kg·K)	1003,62
μ	Pa·s	$1,7894 \cdot 10^{-5}$
k_c	W/(m·K)	0,026

Tabulka 1 Materiálové charakteristiky vzduchu

3.3.2 Pevný materiál

Pevný materiál brzdy je nastaven s konstantními parametry z následujících důvodů. Práce se zabývá vlivem tepla na proud vzduchu, materiál brzdy má oproti vzduchu parametry řádově stálejší [19], dochází k zjednodušení výpočtu a v literatuře je také využito konstantních parametrů [20]. Použitý materiál je nerezová ocel AISI 410 a její vlastnosti jsou shrnuty v tabulce 2.

ρ	kg/m ³	7800
c_p	J/(kg·K)	460
k	W/(m·K)	29,4

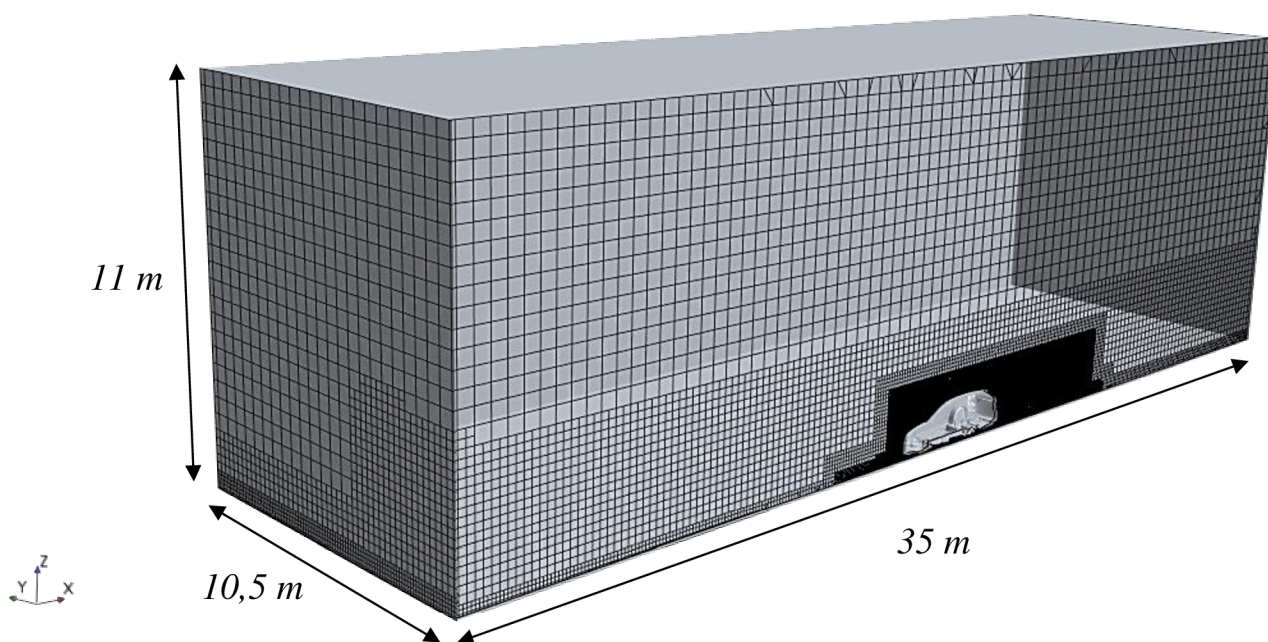
Tabulka 2 Materiálové charakteristiky oceli AISI 410

3.4 Doména a výpočtová síť

Výpočtová síť byla vytvořena v program StarCCM+. Byl proveden výpočet s přestupem tepla, je tedy zapotřebí vytvoření domény pro vzduch a domény pro brzdu. Následně je plocha mezi těmito dvěma částmi domény nastavena jako interface pro přestup tepelné energie.

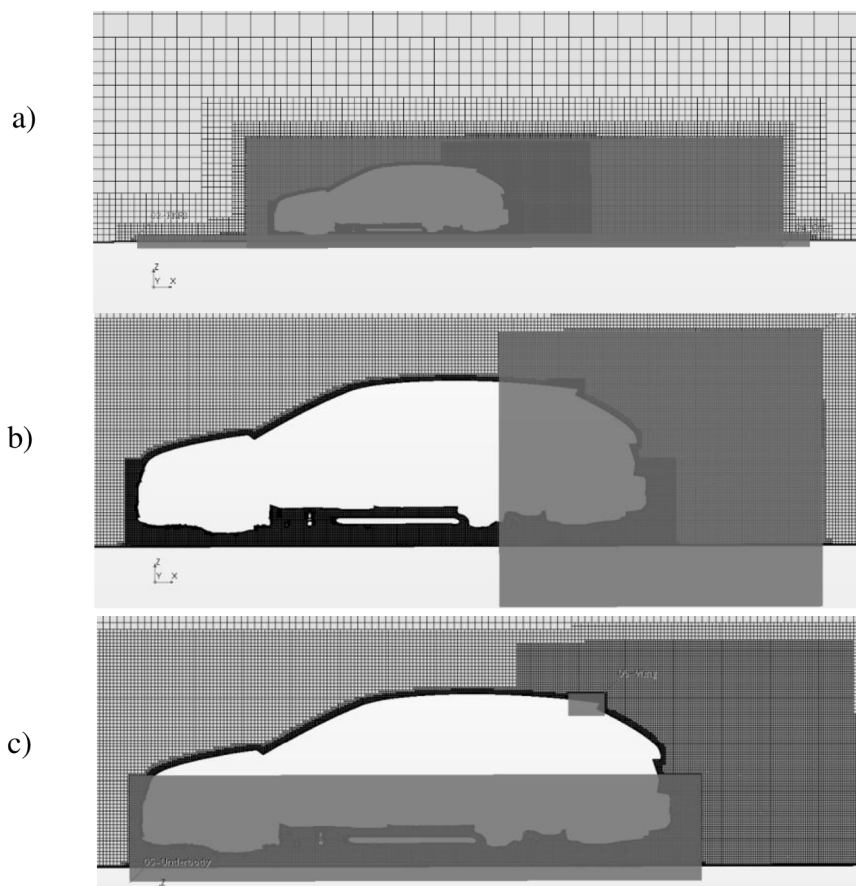
3.4.1 Vzduch

Část domény, ve které dochází k proudění, je klíčová pro výpočet aerodynamických vlastností automobilu. Síť pro vzduch je vytvořena metodou Trimmed Mesher. Tato metoda vytváří vysoce kvalitní dominantně hexahedrální síť s minimální hodnotou skewness. Virtuální aerodynamický tunel má rozměry vycházející z podobnosti se skutečným tunelem, ve kterém dochází k testování. Před modelem auta jsou zhruba tři délky a stejně tak i za autem. Celková délka činí 35 metrů. Na výšku má tunel 11 a na šířku 21 metrů (viz. Obrázek 15).



Obrázek 15 Řez výpočtovou doménou

V okolí automobilu je síť postupně zjemněna v zónách, které jsou patrné na obrázku 16. První zjemnění v oblasti okolo vozu a podlahy. Jemnější síť se poté nachází v oblasti úplavu, pod automobilem a v místě očekávané odtrhové hrany. Nejmenší buňky najdeme v těsné blízkosti stěn vozu. Tato vrstva následně přechází v prizmatické buňky. Naopak v oblasti vzdálené automobilu, kde se nepředpokládají velké změny v proudění, je síť hrubá. Zvolené velikosti buněk jsou popsány v tabulce 3.

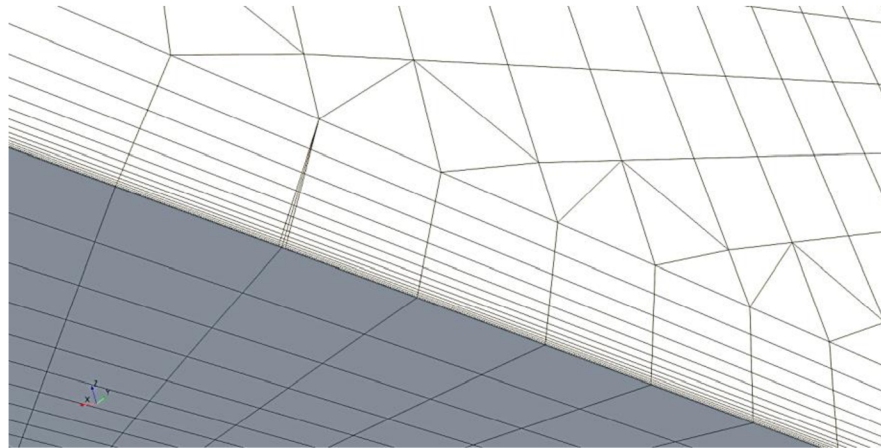


Obrázek 16 Zjemnění v oblasti a) okolí vozu, b) úplavu, c) odtrhové hrany, podvozku a kol

Oblast	Velikost buněk [mm]
Vzdálené okolí	488
Střed tunelu	224
Okolí vozu	28
Úplav	14
Podvozek a kola	7
Odtrhová hrana	3,5
Hranice s vozem	1,75

Tabulka 3 Velikosti buněk v jednotlivých částech domény

Na hranici geometrie vozu je nastaveno 16 prizmatických buněk, aby zpřesnily výpočet v oblasti mezní vrstvy. Prizmatické buňky jsou zobrazeny na obrázku 17.



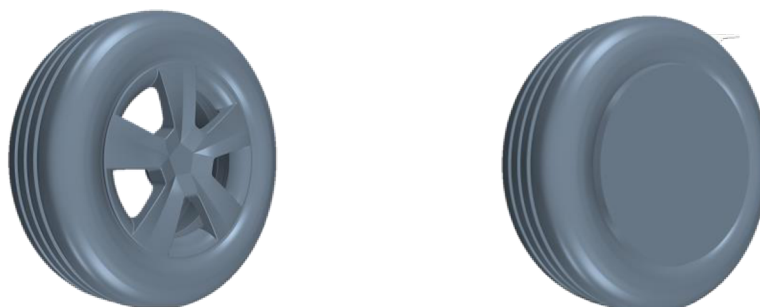
Obrázek 17 Prizmatické buňky v mezní vrstvě

Pro zvolené nastavení velikosti buněk dosahuje bezrozměrné kritérium y^+ velmi nízkých hodnot. Rozložení y^+ je na obrázku 18. Díky těmto nízkým hodnotám je zapotřebí jen velmi málo modelování pomocí stěnových funkcí a s tím související co nejpřesnější určení pozice odtržení mezní vrstvy.



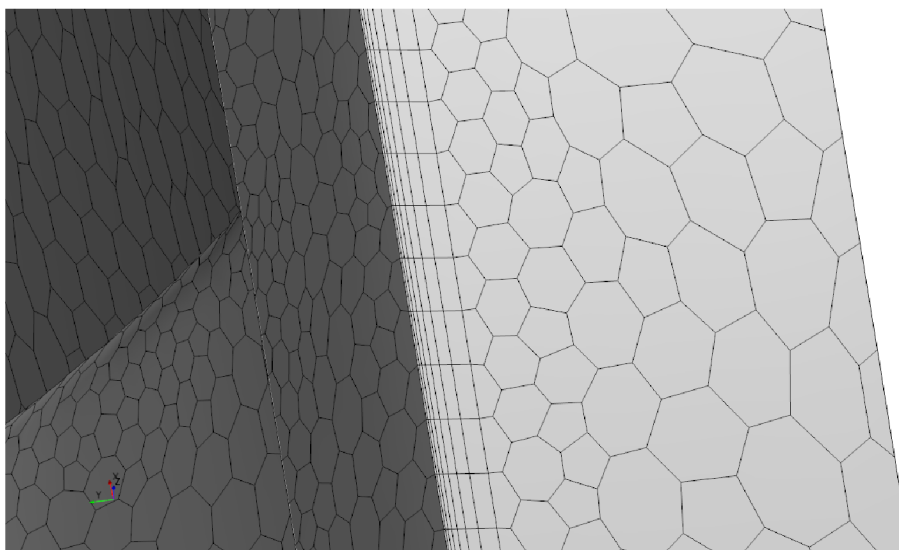
Obrázek 18 Bezrozměrné kritérium y^+ pro rychlost 140 km/h

Z důvodu nastavení rotace kol je v oblasti disku kola nastaven region (viz. Obrázek 19), který je diskretizována pomocí polyhedrálních buněk (viz. Obrázek 20). Jejich velikost je nastavena na stejnou velikost jako pro buňky v oblasti blízké automobilu ($1,75\text{mm}$). Tento region v průběhu výpočtu rotuje. Ta je zvolena, aby nedocházelo ke ztrátě vypočtených dat při interpolaci na hranici mezi regiony pro jednotlivé časové kroky.



Obrázek 19 Rotující region v oblasti disku kola

Mezní vrstva na hranici s geometrií kola je opět pokryta vrstvou prizmatických buněk, stejně jako v hlavním regionu. Celkový počet buněk pro doménu je vypočten v tabulce 4.



Obrázek 20 Polyhedrální buňky v rotujícím regionu

Region	Počet buněk pro Matone
Aerodynamický tunel	108 671 499
Rotující zóna kola (4x)	1 913 891
Celkem	116 323 370

Tabulka 4 Celkový počet buněk pro výpočet Matone

3.4.2 Brzdový kotouč

Pro kompletní simulaci přestupu tepla z kotouče by bylo zapotřebí nastavení přenosu nucenou konvekcí od proudícího vzduchu, kondukcí do ostatních kovových materiálů pevně spojených s kotoučem a radiací. Nucená konvekce se v případě kotouče u automobilu jedoucího rychlostí 30 km/h stará o 75% celkového odvodu tepla pro větraný kotouč [21]. Pro výpočty v této diplomové práci je rychlost stanovena na 140 km/h a podíl přenosu tepla nucenou konvekcí se zásadně zvýší. Jedná se tedy o dominantní složku a práce se zabývá změnou vzduchového rychlostního pole vlivem tepla od kotouče, nikoliv přesným studiem procesu chlazení brzdy. Z těchto důvodů, a také kvůli zjednodušení výpočtu, je zanedbána jak složka radiace, tak kondukcce. Stačí tedy jako doménu pevného materiálu namodelovat kotouč brzdy. Zde byla použita polyhedrální síť se třemi prismatickými vrstvami z důvodu větší přesnosti simulování změn teplot na povrchu, kde se předpokládají největší.



Obrázek 21 Překrytí buněk pro interface mezi rotujícím regionem a aerodynamickým tunelem

Velikost buněk je stejně jako na rotující zóně nastavena na 1,75 mm. Překrytí buněk v rámci interface je tedy pro všechny interface stejné a je vidět na obrázku 21. Počet buněk v jednom kotouči je 470 000. V případě Škody Rapid je na předních brzdách použit nevětraný kotouč, stejně tak je tomu i ve výpočtu.

3.5 Okrajové podmínky

Jako výpočetní software bylo využito programu StarCCM+ 13.04. Na vstupu byla nastavena okrajová podmínka velocity inlet s rychlostí 140 km/h. Turbulentní vlastnosti vstupujícího vzduchu o teplotě 287,85 K jsou dány intenzitou turbulence 1% a poměrem turbulentní a molekulární viskozity 200. Stejně turbulentní vlastnosti jsou nastaveny i na výstupu z domény, který je definován jako tlakový s nulovým relativním tlakem. Strop a boky jsou nastaveny bez podmínky ulpívání (“symmetry“). Podlaha tunelu je členěná. V oblasti před autem je nastavena jako free slip. V této oblasti se ve skutečném aerodynamickém tunelu nachází technologie, která upravuje proudění v mezní vrstvě před automobilem, aby minimalizovala vliv této mezní vrstvy. Uprostřed se nachází pás, který simuluje pohyb vozovky. Na tuto část je nastavena podmínka wall relative motion s rychlostí 140 km/h. Rotace kol je zajištěna okrajovou podmínkou tangential velocity, je tak dosaženo vhodných

podmínek pro aerodynamickou i termodynamickou podobnost s realitou [18,28]. Rotující zóna obsahuje pouze geometrii disku. Kotouč brzdy ani žádné další komponenta se neotáčí. Rychlost rotace kol je závislá na poloze kola a rozdílná pro jednotlivé rozměry kol i pro přední a zadní kolo z důvodu rozdílného zatížení (viz. Tabulka 5).

Přední kolo (radian/s)	Zadní kolo (radian/s)
110,8	111,5

Tabulka 5 Úhlové rychlosti pro přední a zadní kolo

Přestup tepla je umožněn zvolením plochy mezi vzduchovou částí domény a pevnou částí domény jako interface s možností přestupu tepla. Počáteční teplota kotouče brzdy je 800 K.

3.6 Nastavení výpočtu

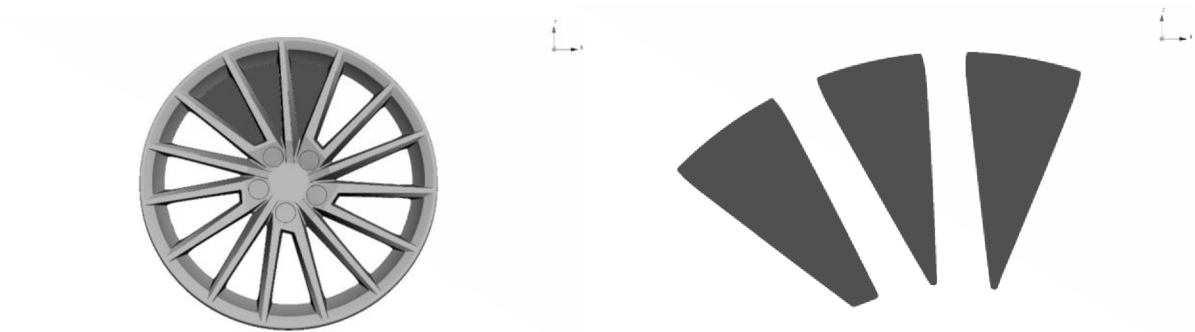
Všechny výpočty jsou provedeny ve dvou částech. První představuje stacionární výpočet, který slouží jako inicializace pro nestacionární výpočet, který probíhá v druhé části. V obou případech je řešič nastaven jako coupled flow solver. Řídící rovnice jsou tedy řešeny společně jako vektor rovnic. Momentová rovnice je upravena do tvaru RANS a model turbulence je zvolen dvourovnicový realizable $k-\varepsilon$ two-layer s nastavením stěnových funkcí jako all $y+$. Diskretizační schéma pro řídicí rovnice je nastaveno jako second order upwind. Pro nestacionární výpočet je provedeno 1000 iterací. Jak pro výpočet s teplem i bez tepla je dosaženo maximální hodnoty residuí menší než 10^{-3} .

Následný nestacionární výpočet je nastaven s diskretizací second order implicit a bez tepla simuluje 0,7 sekundy. Časový krok i počet vnitřních iterací je v průběhu výpočtu proměnný. Pro začátek simulace (30 časových kroků) je krok 10^{-4} sekundy. Po zbytek simulace je zvýšen na $2,5 \cdot 10^{-4}$. Počet vnitřních iterací je pro rozběhnutí simulace nastaven na 7 (do 0,005 sekundy) a následně snížen na 5 (do 0,01 sekundy) a na 3 (do 0,5 sekundy). Od 0,5 sekundy je opět navýšen na 4, aby bylo dosaženo větší přesnosti pro závěr výpočtu, ze kterého dochází k odečtení dat. Toto nastavení je použito shodně pro nelezení parametru vlastní ventilace. Je použita i tatáž síť a tytéž okrajové podmínky. Pro výpočet s teplem dochází k simulaci 2 sekund a nastavení časových kroků i vnitřních iterací zůstává stejné.

4 VÝSLEDKY

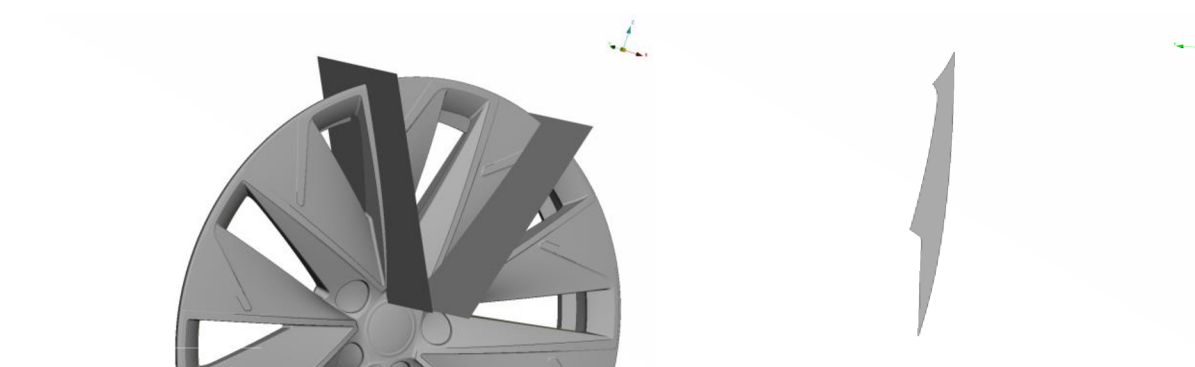
4.1 Parametry disků

Míra průtočné plochy a míra boční plochy jsou stanoveny pomocí programu ANSA. Průtočná plocha je odečtena přímo z geometrie použité pro výpočet pomocí průmětů na plochu kolmou k ose rotace kola. Plocha byla spočtena pro periodicky opakující se výseky a následně násobena počtem opakování. Plochy pro disk Torino jsou vidět na obrázku 22.



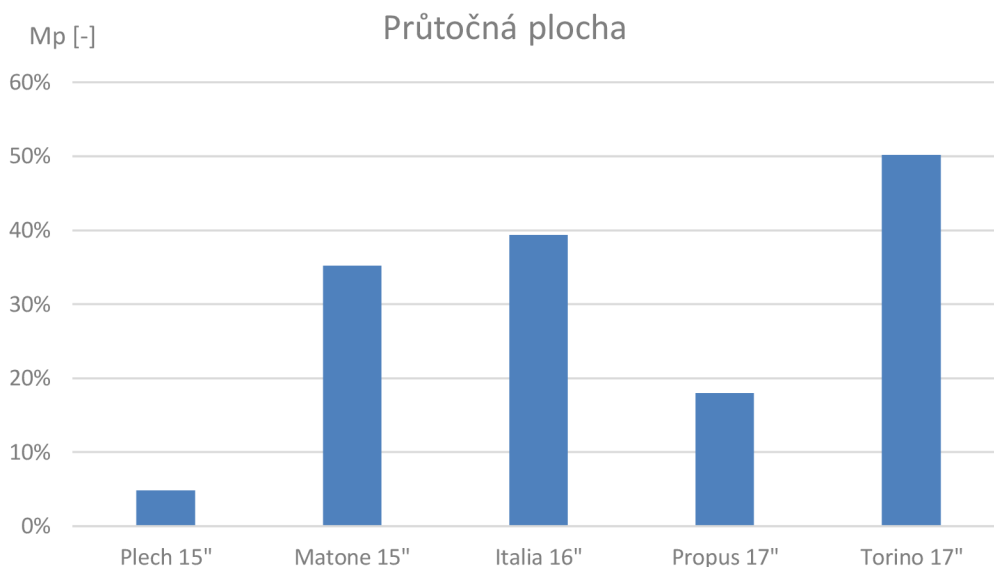
Obrázek 22 Proces stanovení parametru míry průtočné plochy pro disk Torino

Pro výpočet míry boční plochy byly zvoleny roviny kolmé ke směru rotace tak, aby plocha řezu paprsku v této rovině byla přibližně maximální. Zvolené roviny a výsledný průmět jednoho z paprků pro disk Propus jsou patrné z obrázku 23.

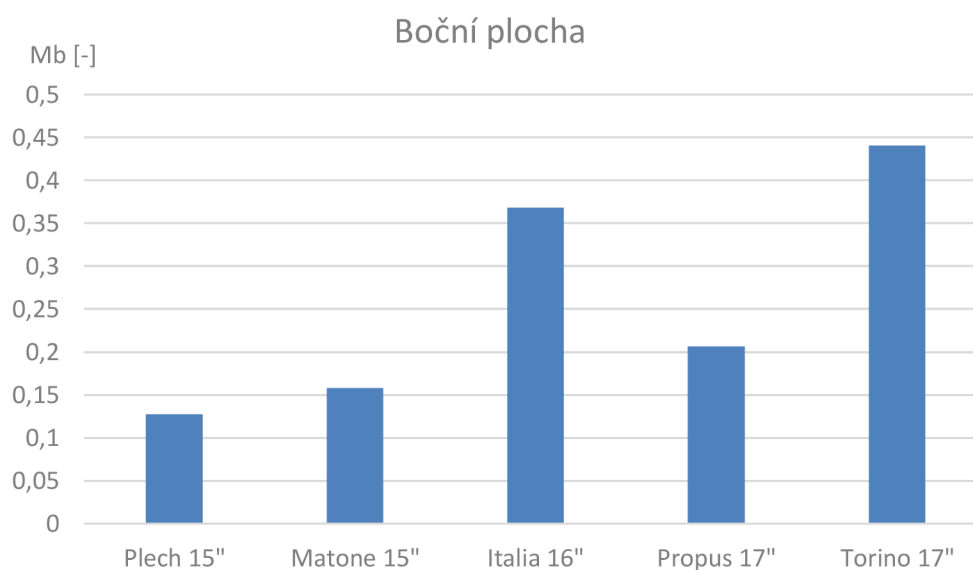


Obrázek 23 Proces stanovení parametru míry boční plochy pro disk Propus

Výsledné hodnoty parametrů míry boční a průtočné plochy jsou zobrazeny v grafech 4-1 a 4-2 a následně také v tabulce 6.

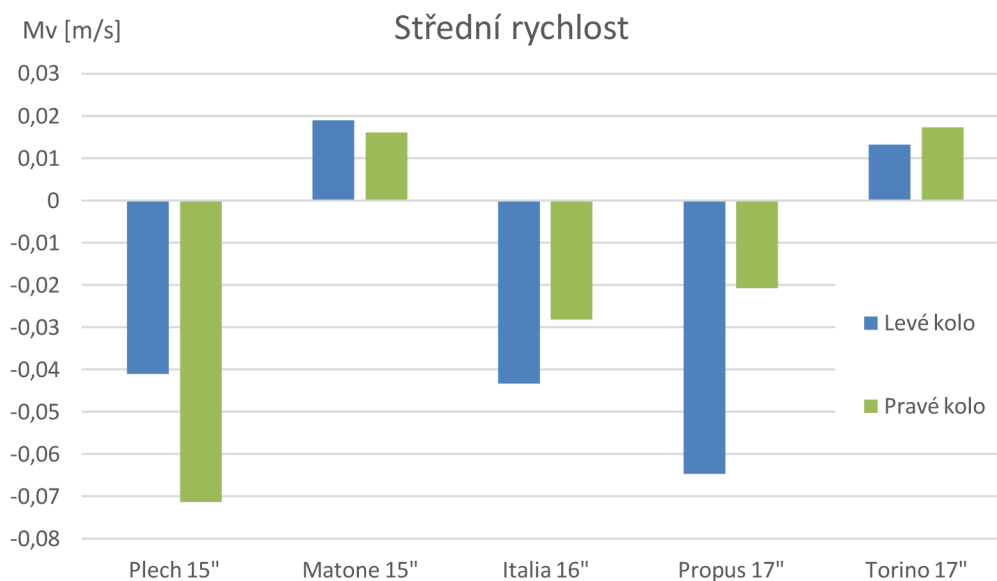


Graf 4-1 Míra průtočné plochy pro jednotlivé disky



Graf 4-2 Míra boční plochy pro jednotlivé disky

Pro CFD výpočet vlastní ventilace byla použita stejná výpočetní doména a stejné okrajové podmínky jako pro výpočet bez tepla pro celý vůz. Průtok kolem byl odečten na pěti rovnoměrně rozložených plochách po hloubce ráfku a následně zprůměrován. Simulace pro pravé i levé kolo probíhala najednou. Z porovnání výsledků je zřejmé, že vliv směru rotace je pro vysoce nesymetrické kolo, jako je Propus, velmi značný. Výsledné hodnoty parametru vlastní ventilace jsou zobrazeny v grafu 4-3 a také v tabulce 6.



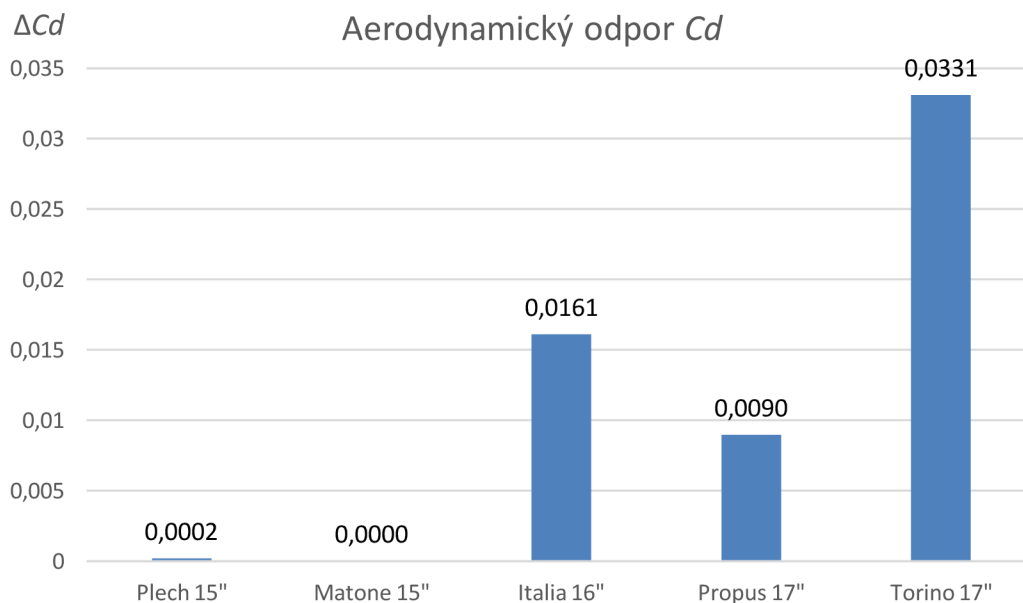
Graf 4-3 Míra vlastní ventilace pro jednotlivé disky

	Plech 15''	Matone 15''	Italia 16''	Propus 17''	Torino 17''
Míra průtočné plochy [-]	0,048	0,35	0,39	0,18	0,50
Míra boční plochy [-]	0,13	0,16	0,37	0,21	0,44
Míra vlastní ventilace levý disk [m/s]	-0,041	0,019	-0,043	-0,065	0,013
Pravý disk [m/s]	-0,071	0,016	-0,028	-0,021	0,017

Tabulka 6 Hodnoty parametrů pro všechny disky

4.2 Koeficienty odporu

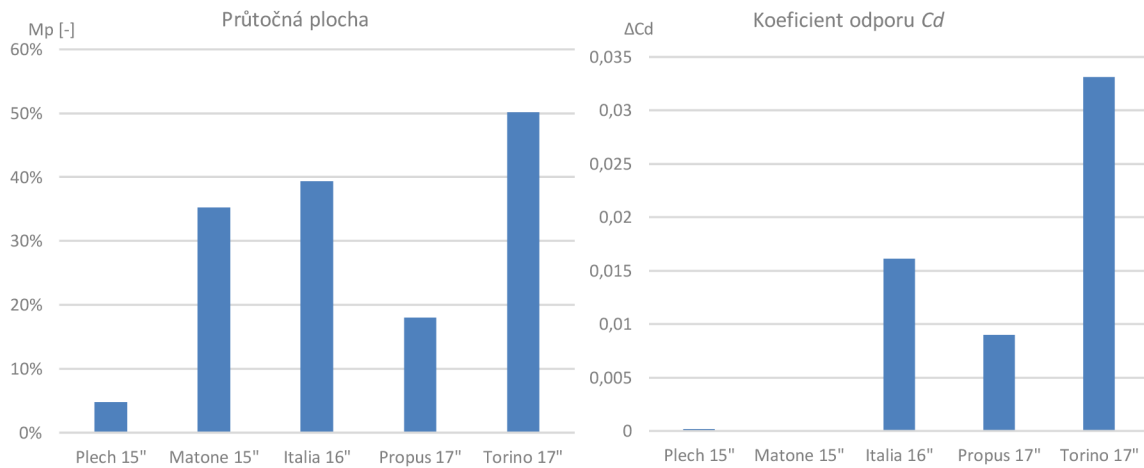
Hlavním sledovaným parametrem při vyhodnocování aerodynamiky vozu je koeficient odporu C_d . V teoretické části práce je uvedeno, že změnou tvaru disku lze snížit C_d až o 6%, ale to jen pro daný rozměr kola. Provedený výpočet ukazuje, že dominantní je kromě tvaru také velikost disku (velikost pneumatiky se nemění). Disk Matone 15“ je zvolen jako referenční a největší nárůst oproti této hodnotě zaznamenaly disky Torino 17“. Tento nárůst je o necelých 12%. Oproti tomu disky Propus 17“ jsou stejné velikosti, ale z důvodu příznivých parametrů dosahují lepší hodnoty než menší disky Italia 16“ (viz. Graf 4-4).



Graf 4-4 Koeficienty aerodynamického odporu pro jednotlivé disky

4.3 Vliv parametrů na celkový odpor vozu

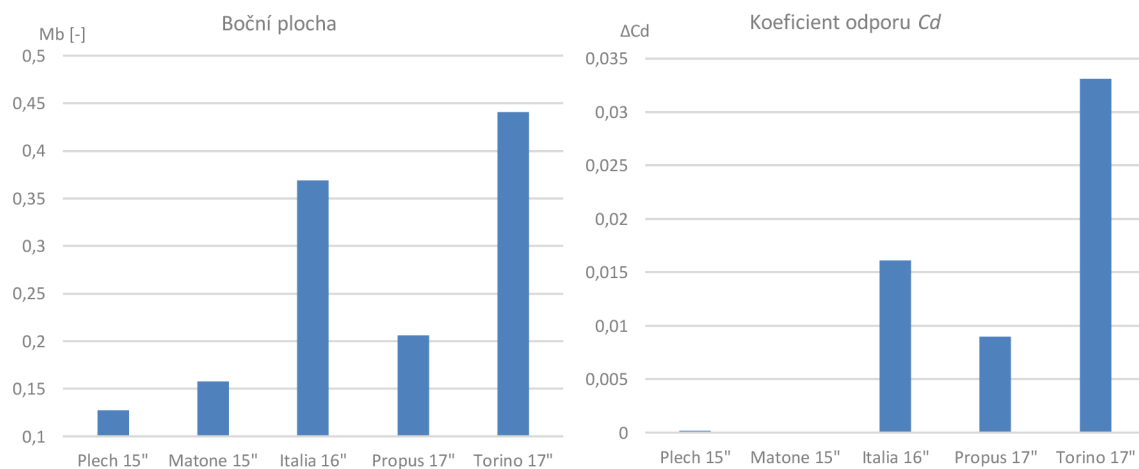
Dříve provedená měření pro modelové geometrie [29] potvrzují i výpočty na skutečných discích. Dominantní vliv na aerodynamiku vozu z pohledu kol má velikost disků. Váha všech tří parametrů je tedy pro 15“ nižší, než pro 17“. Důležité je zdůraznit, že všechny tři parametry současně ovlivňují koeficient odporu. Stanovení vlivu jednotlivých parametrů je založeno na porovnání trendů pouze pro pětici zvolených disků.



Graf 4-5 Porovnání trendu průtočné plochy a koeficientu odporu

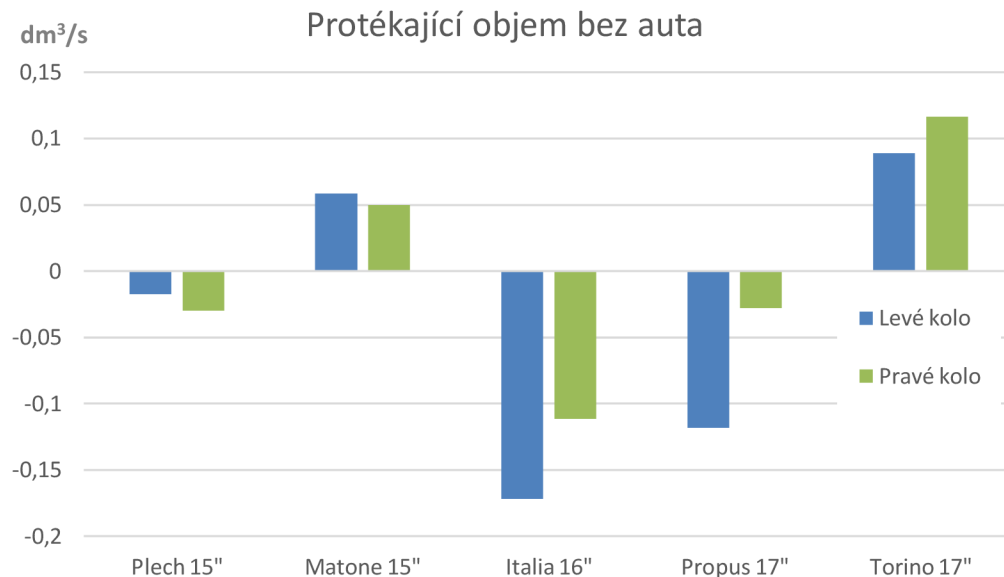
Z literatury vyplývá [7], že ideální míra průtočné plochy je nulová a se zvyšující hodnotou dochází i ke zvyšování koeficientu odporu. Z porovnání koeficientu odporu a míry průtočné plochy pro zvolené geometrie lze toto tvrzení potvrdit. V případě malých kol o poloměru 15“ je vliv zakrytí kola minimální. Pro větší kola vidíme trendovou shodu (viz. Graf 4-5).

Vliv boční plochy je velmi podobný. Opět vidíme trendovou shodu mezi boční plochou a koeficientem odporu především pro velké disky (viz. Graf 4-6).

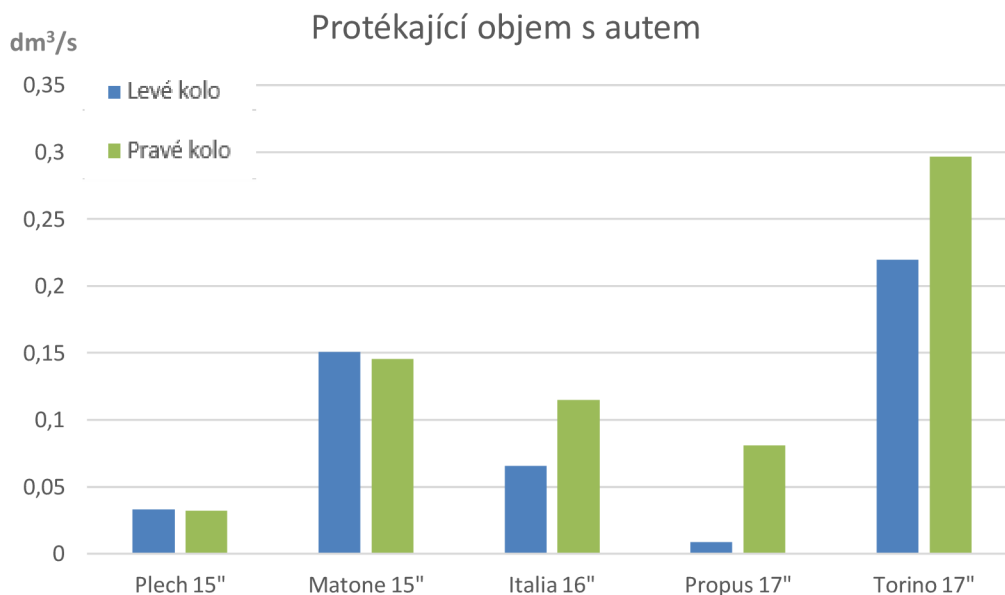


Graf 4-6 Porovnání trendu boční plochy a koeficientu odporu

Míra vlastní ventilace představuje také objem vytékající ven z odvalujícího se disku kola. Pokud porovnáme tento objem s objemem vzduchu, který vytéká ven ze stejných disků při výpočtu pro celý automobil, můžeme pozorovat trendovou shodu. Pokud levé kolo samo o sobě nasaje větší objem než pravé (viz. Graf 4-7), tak i na automobilu levým kolem projde ve směru ven z automobilu menší objem než pravým (viz. Graf 4-8).

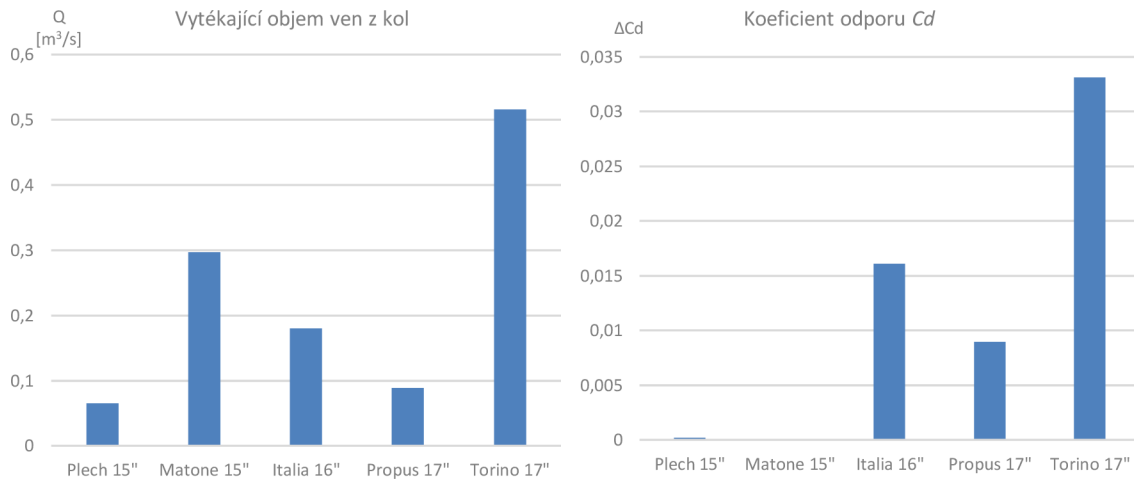


Graf 4-7 Objem protékající ven skrz samotná kola



Graf 4-8 Objem protékající ven skrz kola na automobilu

Tyto dva grafy dokazují vliv vlastní ventilace na objem vzduchu vytékajícího koly ven z automobilu. Čím menší hodnota vlastní ventilace je dosažena pro daný disk a jeho směr rotace, tím nižší množství vzduchu proteče skrz takové kolo ven z automobilu při jízdě.



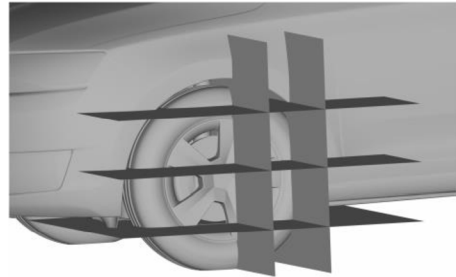
Graf 4-9 Objem protékající ven skrz kola na automobilu a koeficient odporu

Pokud porovnáme sumu tohoto objemu pro větší kola s koeficienty odporu, dostáváme další trendovou shodu (viz. Graf 4-9). Z tohoto trendu je patrné, že čím větší objem vzduchu proteče velkými koly ve směru ven z auta, tím větší je koeficient odporu. Vzduch protékající koly ve směru kolmém na směr jízdy vozu koliduje s hlavním proudem, zpomaluje ho a dochází zde k indukci odporu. Výjimkou v tomto případě jsou disky Matone s vysokou hodnotou vlastní ventilace, a tedy i objemem, který skrz ně protéká, ale oproti tomu nízkým koeficientem C_d . Tato výjimka lze přisoudit právě nízké váze tohoto parametru pro malé disky.

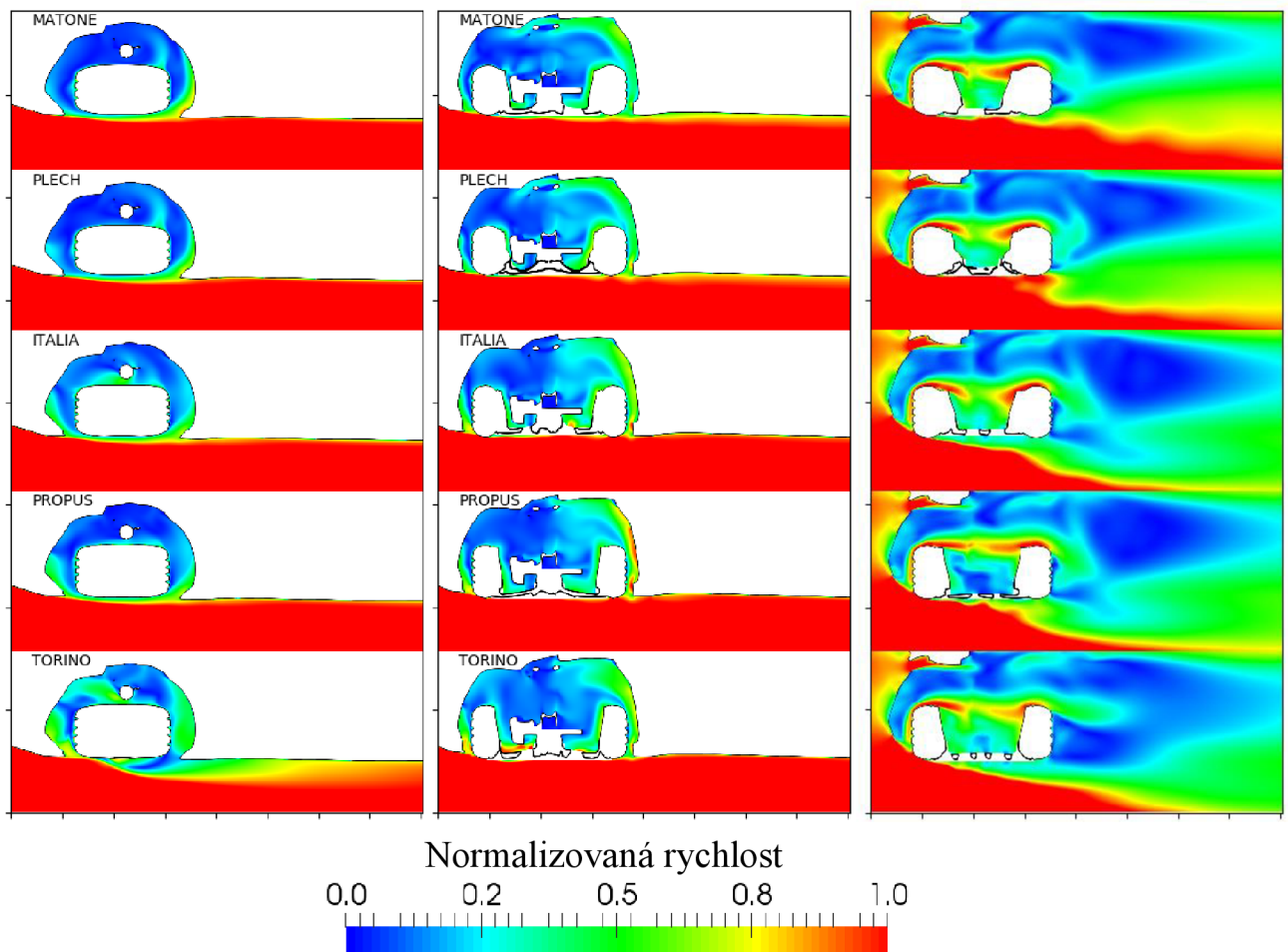
Pro všechny disky platí, že pokud snížíme hodnotu parametrů, dosáhneme lepších hodnot koeficientu C_d . Pro disk Plech oproti Matone vidíme, že došlo ke snížení průtočné plochy a k navýšení vlastní ventilace. Pro tuto kombinaci změn nedošlo k žádnému rozdílu na koeficientu odporu. Oproti tomu Propus disponuje lepšími hodnotami než Torino pro všechny parametry a dosahuje také výrazného aerodynamického zlepšení. Disk, od kterého lze očekávat ideální aerodynamické vlastnosti, bude mít nízké hodnoty všech tří parametrů (pro vlastní ventilaci i záporné). Jedním takovým diskem je úplně zakryté kolo, které má nulové hodnoty všech tří parametrů. Automobil osazený takovými disky dosahuje nejlepších hodnot C_d [29].

4.4 Porovnání příčného a podélného proudového pole

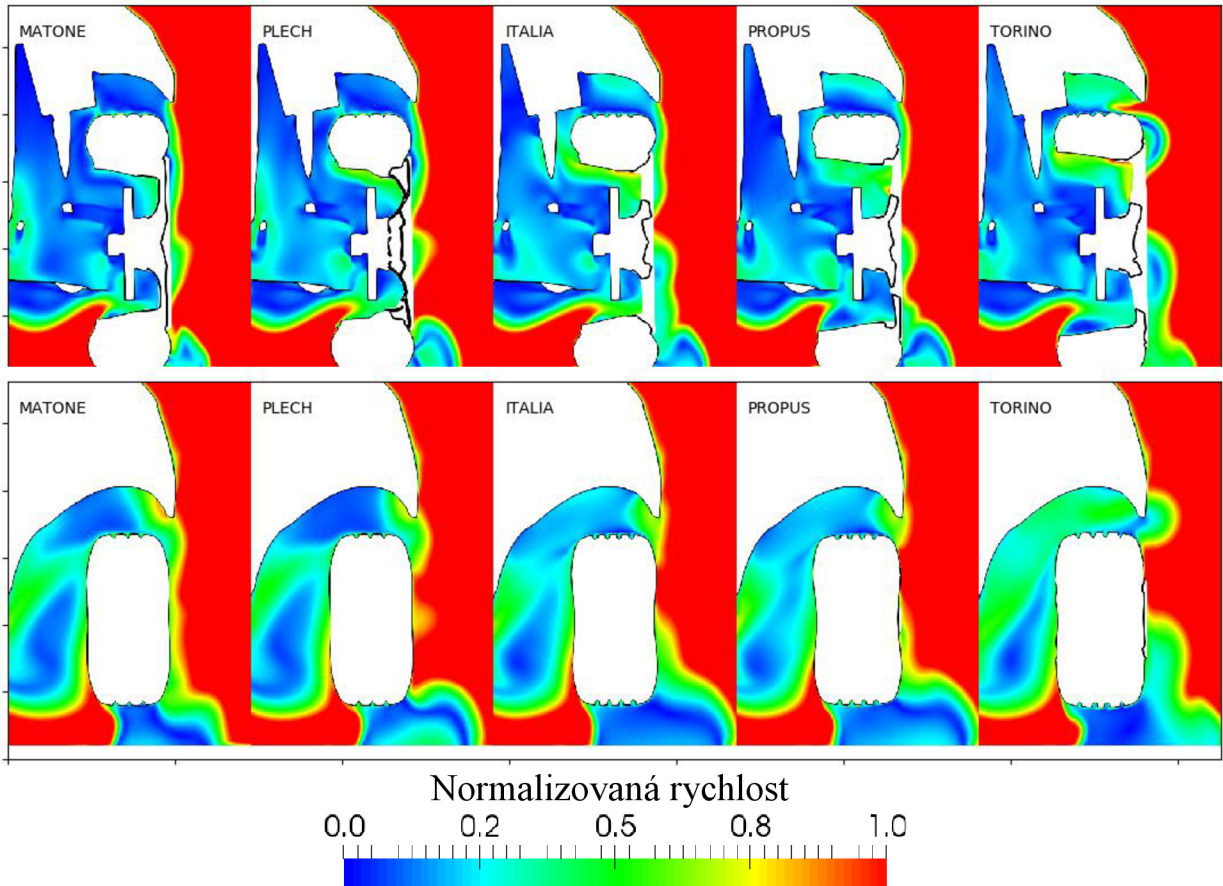
Velikost rychlosti je zobrazena na pěti rovin, z nichž tři jsou v podélném a dvě v příčném směru (viz. Obrázek 24). Maximální hodnota rychlosti 140 km/h odpovídá hodnotě 1.



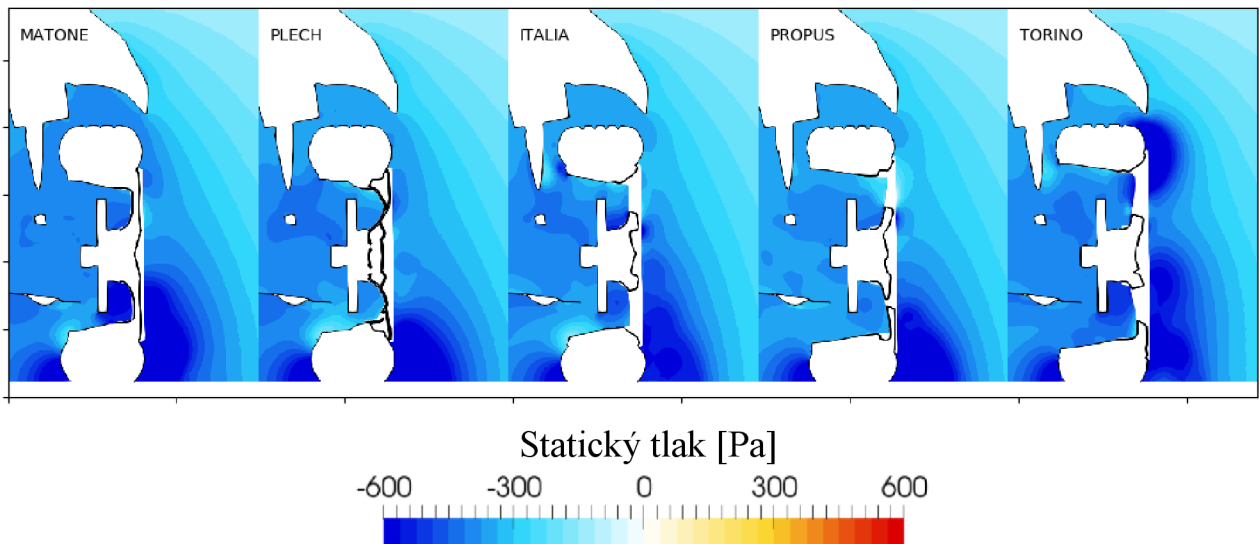
Obrázek 24 Roviny pro zobrazování veličin



Obrázek 25 Porovnání celkové rychlosti v podélném směru



Obrázek 26 Porovnání celkové rychlosti v příčném směru

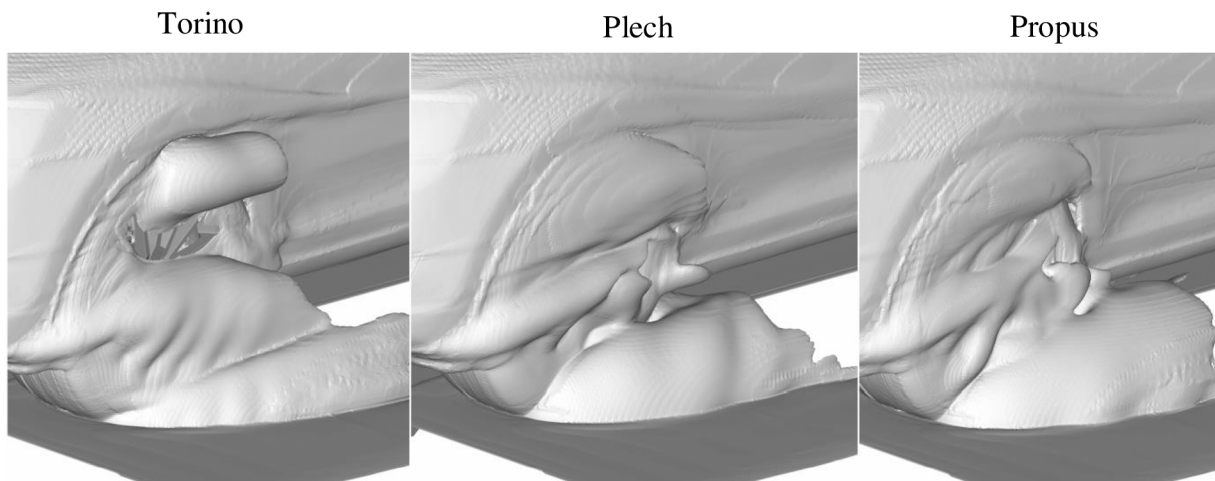


Obrázek 27 Porovnání statického tlaku v příčném směru

V oblasti pod automobilem nedochází k žádným pozorovatelným změnám, a proto můžeme usuzovat, že proudění je zde jen velmi málo závislé na typu disku. Proudění uvnitř podběhu na vnitřní straně kola je rozdílné, ale rychlosti jsou zde nízké a v místech, kde dochází k interakci s okolním proudem, jsou rozdíly v tomto proudění potlačeny a dále nejsou vyvolány pozorovatelné odchylky. Větší rozdíly v rychlosti proudění jsou

pozorovatelné uvnitř rotujícího kola a nejzásadnější na vnější straně. V těchto místech se naplno projevují rozdíly ve tvaru disků. Jsou to oblasti, které přímo sousedí s rotující částí geometrie, a tudíž podléhají také největším rozdílům (viz. Obrázek 25-27). Zásadní pro aerodynamický koeficient je vnější strana, kde interakce vlivu od rotujícího kola s okolním proudem způsobuje víry a zvyšuje tak celkový odpor.

Se zvyšující se plochou, ve které je vzduch na vnější straně zpomalován, se zvyšuje také koeficient odporu. Vidíme, že pro disky Matone a Plech je tato oblast nejmenší a velmi podobná, o něco větší především ve spodní oblasti je pro disk Propus, pro disk Italia se přidává oblast v okolí středu kola a pro disk Torino, s nejvyšší hodnotou koeficientu, se přidává ještě oblast v horní části disku. Tato interakce s okolním proudem v horní části je pozorovatelná v příčné i podélné rovině a dochází zde k tak velkému poklesu statického tlaku a následnému víru, že okolní proud je nasán do horní části podběhu (viz. Obrázek 28).

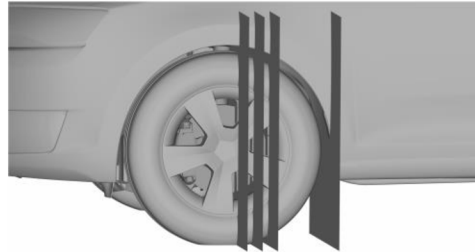


Obrázek 28 Isoplocha vířivosti o hodnotě 400 rad/s

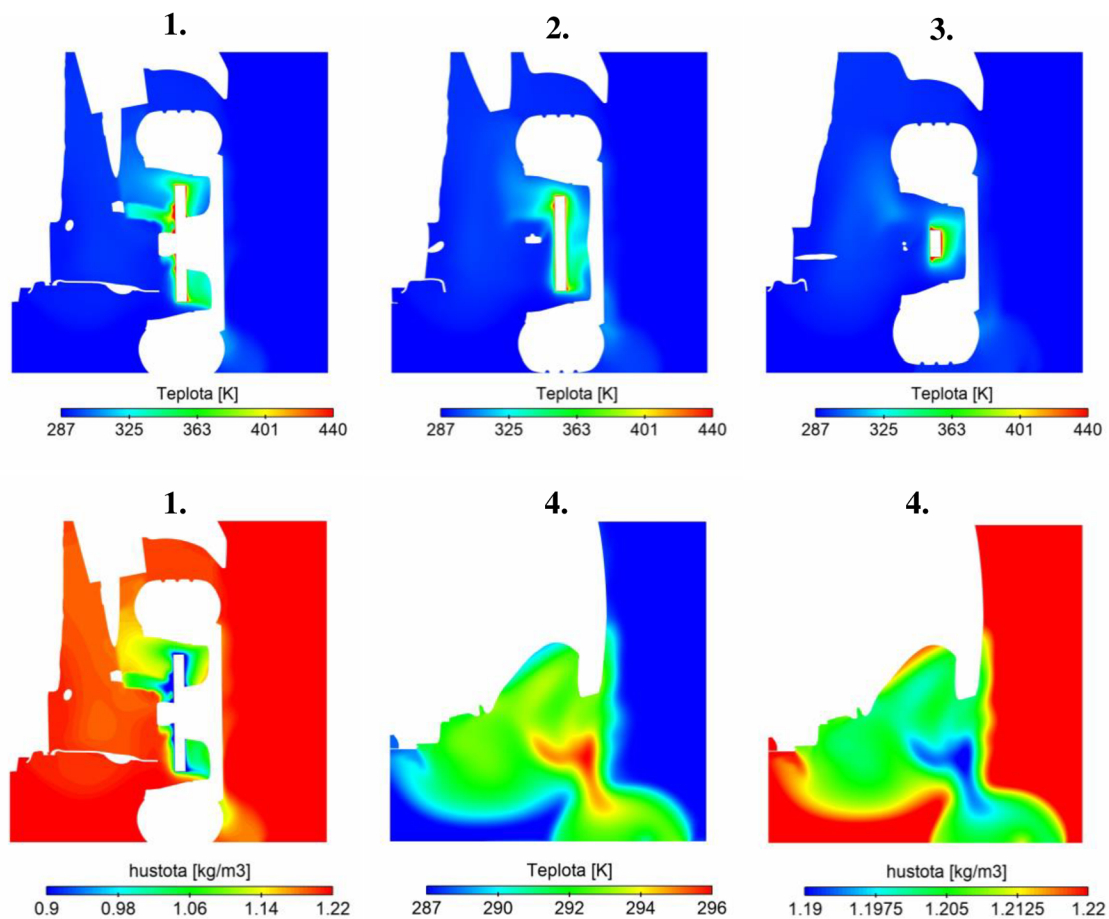
Z tlakového pole lze potvrdit, že všemi disky prochází vzduch ve směru ven z automobilu (viz. Obrázek 27). Zásadní poklesy tlaku sledujeme především v blízkosti vozovky. Tam také dochází k největšímu toku vzduchu, který následně tvoří vír za kolem, který je přilnutý k vozovce.

4.5 Vliv tepla

Veličiny pro stanovení vlivu tepla jsou zobrazeny na čtyřech rovinách kolmých na směr volného proudu. Tři roviny se nacházejí v oblasti kola (1-3) a čtvrtá za kolem (4) (viz. Obrázek 29).



Obrázek 29 Roviny pro zobrazování veličin



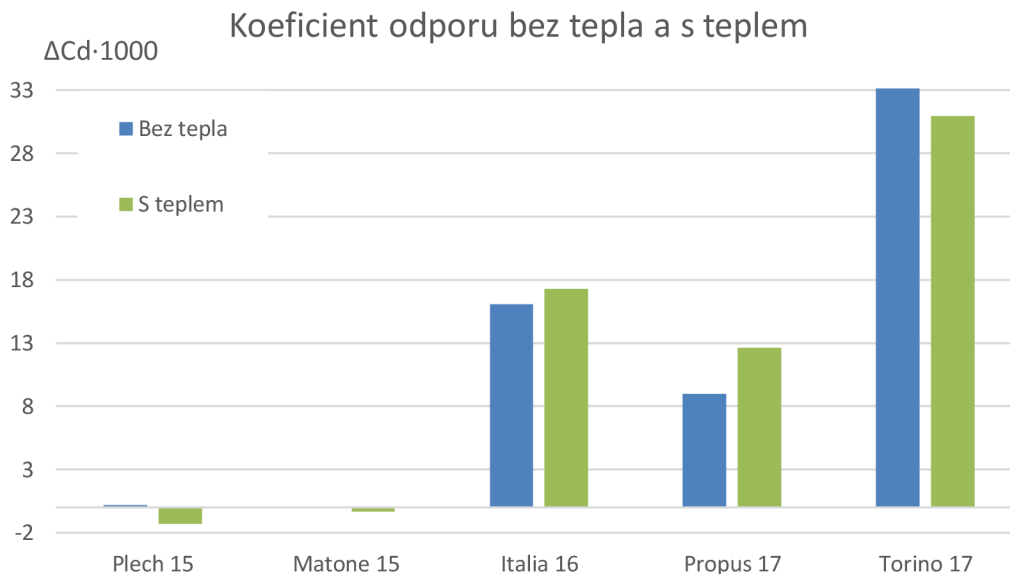
Obrázek 30 Rozložení teploty a hustoty

Porovnáním rozložení hustoty a teploty na stejných rovinách vidíme, že změna hustoty je přímo spjatá se změnou teploty. To potvrzuje, že hustota se mění v závislosti na teplotě podle zvoleného polynomu a žádné další veličiny do změny nevstupují.

V rovinách 1-3 vidíme rozložení teploty o maximální hodnotě 440 K. Tato změna je dosažena v blízkém okolí kotouče. V této oblasti sledujeme extrém i pro hustotu, která zde klesá na minimální hodnotu $0,9 \text{ kg/m}^3$. Pokud se zaměříme na celou oblast uvnitř rotujícího kola, střední teplota se pohybuje okolo 350 K a odpovídající hodnota hustoty je zhruba 1 kg/m^3 . Oproti volnému proudu se jedné o rozdíl 17%. Tato změna velmi rychle klesá s rostoucí vzdáleností od kotouče. Dochází k ochlazování vzduchu okolním proudem a v rovině 4 za kolem už vidíme nárůst teploty jen o 9 K, který způsobuje pokles v hustotě o pouhých $0,03 \text{ kg/m}^3$, což odpovídá 2,5 % (viz. Obrázek 30).

4.5.1 Dopad na koeficient odporu

Rozdíl koeficientů odporu pro výpočet s teplem a bez tepla se pro jednotlivé disky liší jak hodnotou, tak znaménkem. Pro tři disky po prohřátí vzduchu v okolí disku došlo k poklesu řádově o tisíce. Největší vliv je u disku Propus, kde došlo k nárůstu o více než 3 tisíce (viz. Graf 4-10).



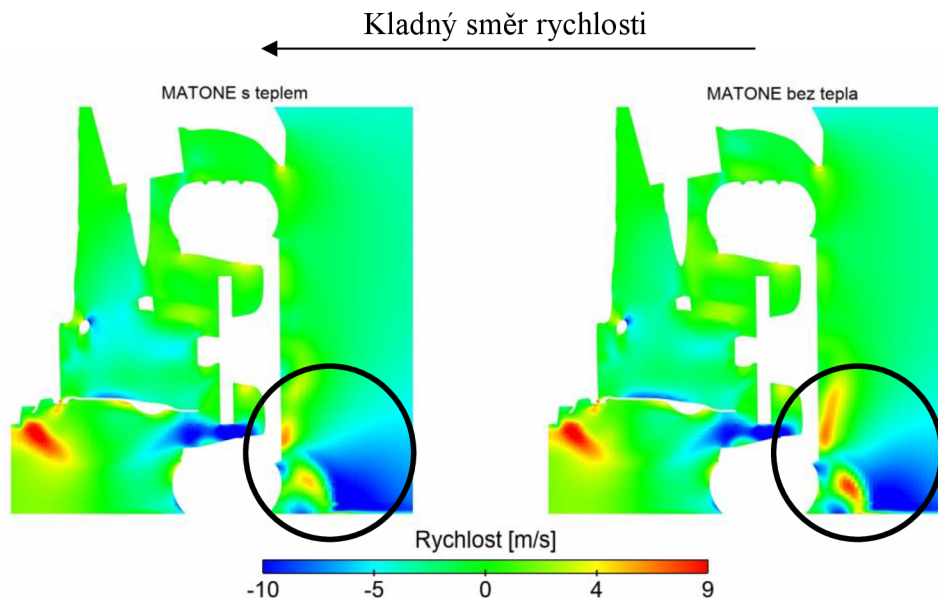
Graf 4-10 Porovnání koeficientů odporu pro jednotlivé disky bez tepla a s teplem

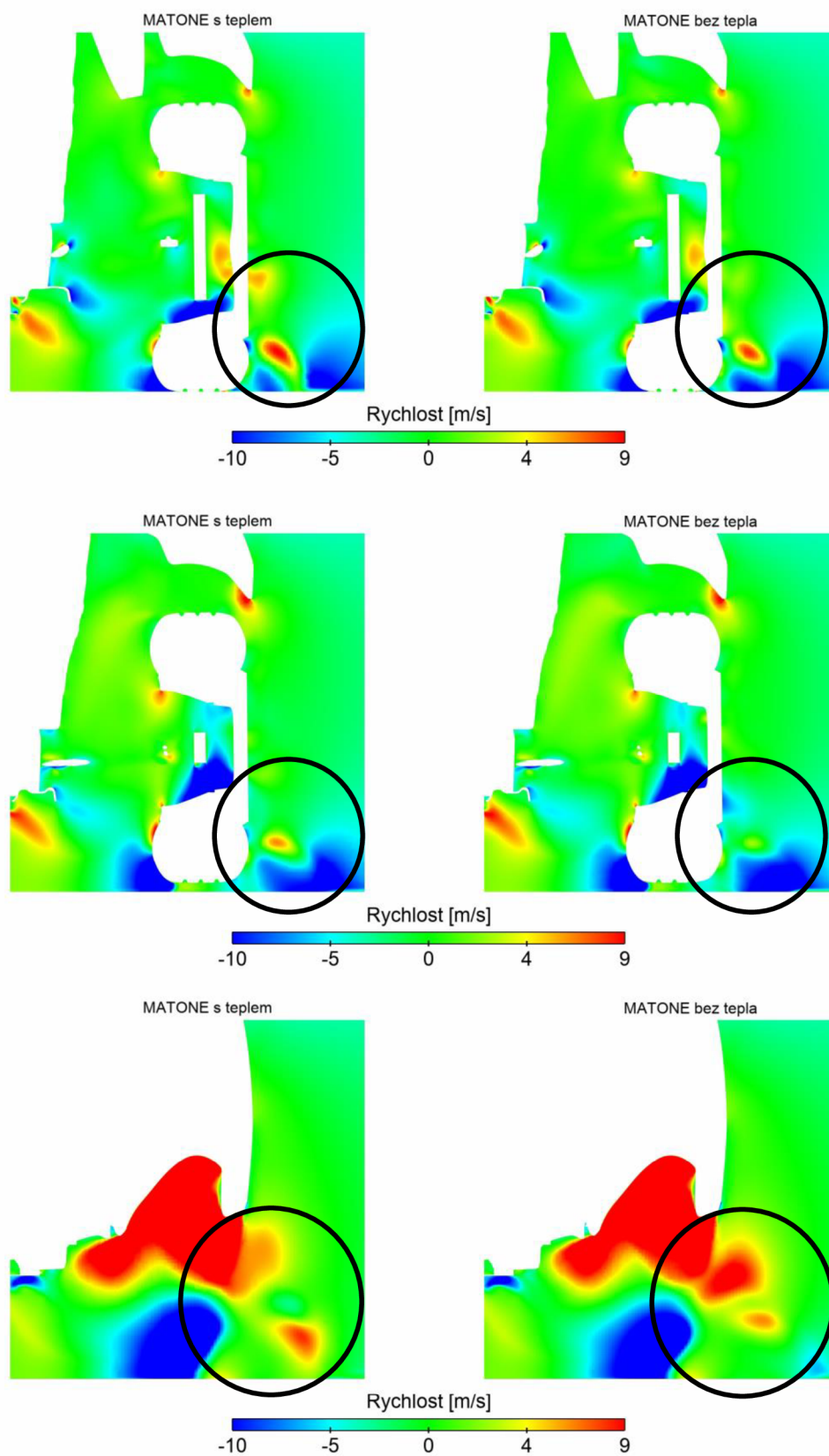
Teoretický předpoklad pro vývoj koeficientu odporu je, že pro nekonečně dlouhou simulaci se teplota kotoučové brzdy sníží na teplotu shodnou s teplotou proudícího vzduchu, a tak se i koeficient odporu ustálí na stejné hodnotě jako pro izotermický výpočet. Nekonečně dlouhý výpočet není možné provést a pro simulaci trvající 2 sekundy není možné najít jednoznačný trend pro vývoj tohoto koeficientu. Z teoretického předpokladu a rozdílných znamének změny koeficientu u jednotlivých kol lze usoudit, že neexistuje jednoznačný trend, který by určil pro libovolnou geometrii disku, jaký vliv má lokální změna teploty na koeficient odporu. Každý disk se chová jinak a v průběhu změny hustoty v oblasti rotujícího kola může dojít jak k nárůstu, tak k poklesu tohoto koeficientu.

4.5.2 Dopad na příčné proudové pole

Hlavním cílem diplomové práce je studium vlivu konvekce od kotoučové brzdy na příčné proudové pole. Vzhledem k rozdílným koeficientům odporu pro výpočty s teplem a bez tepla lze předpokládat, že ke změnám v proudovém poli opravdu dochází. Pro disky Matone, které vykazují téměř nulový vliv teploty na koeficient odporu, pozorujeme jen velmi malé odchylky (viz. Obrázek 31). Zobrazené rychlostní pole ukazuje rychlost v příčném směru, kde kladná hodnota rychlosti směřuje směrem dovnitř vozu.

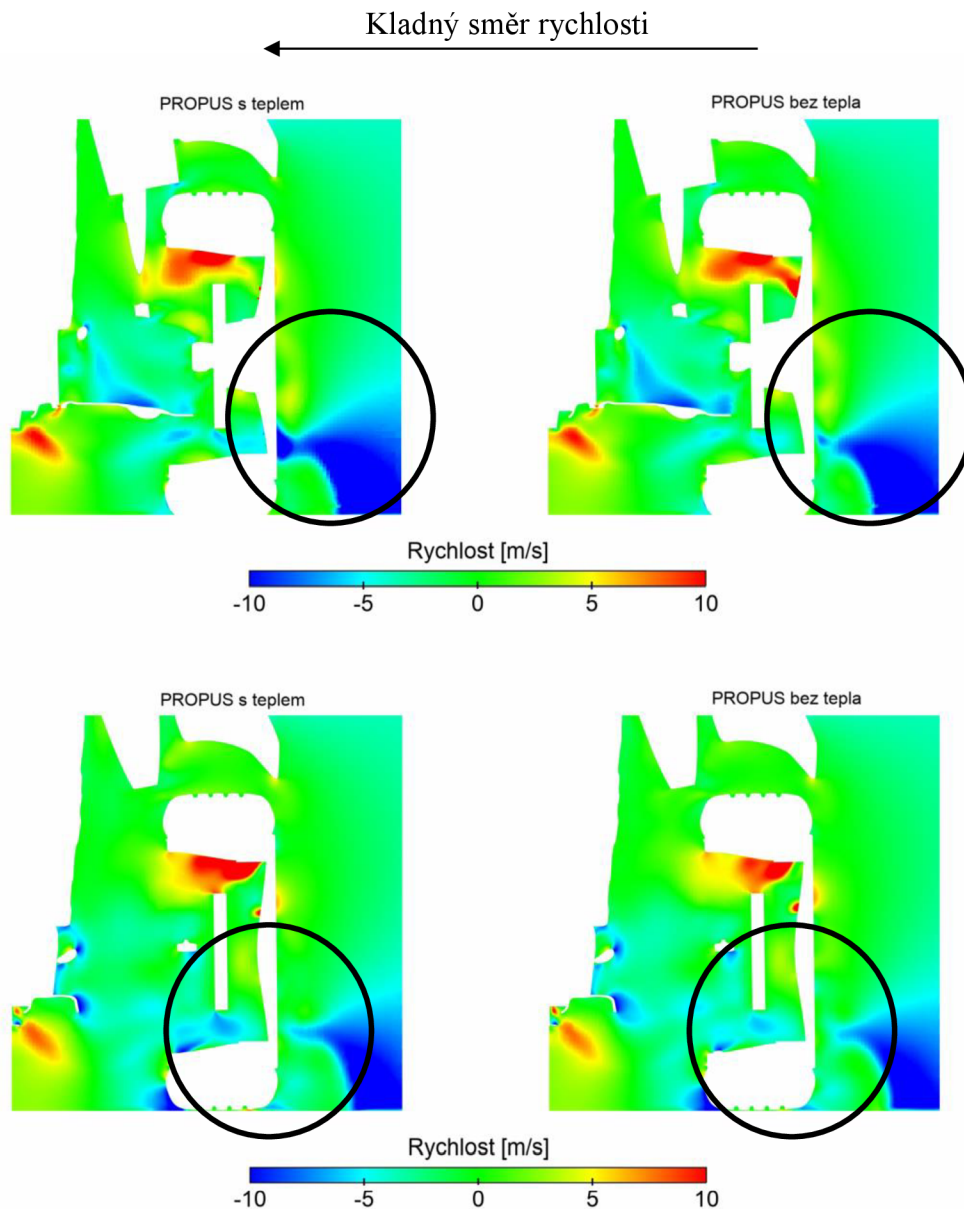
Rozdíl můžeme sledovat především v tvaru víru u vozovky na vnější straně pneumatiky. Pro výpočet s teplem vidíme malé zmírnění v této oblasti a následné přiblížení způsobeného víru blíže k vozovce. Obecně také pozorujeme mírné snížení rychlosti směřující ven z disku kola.

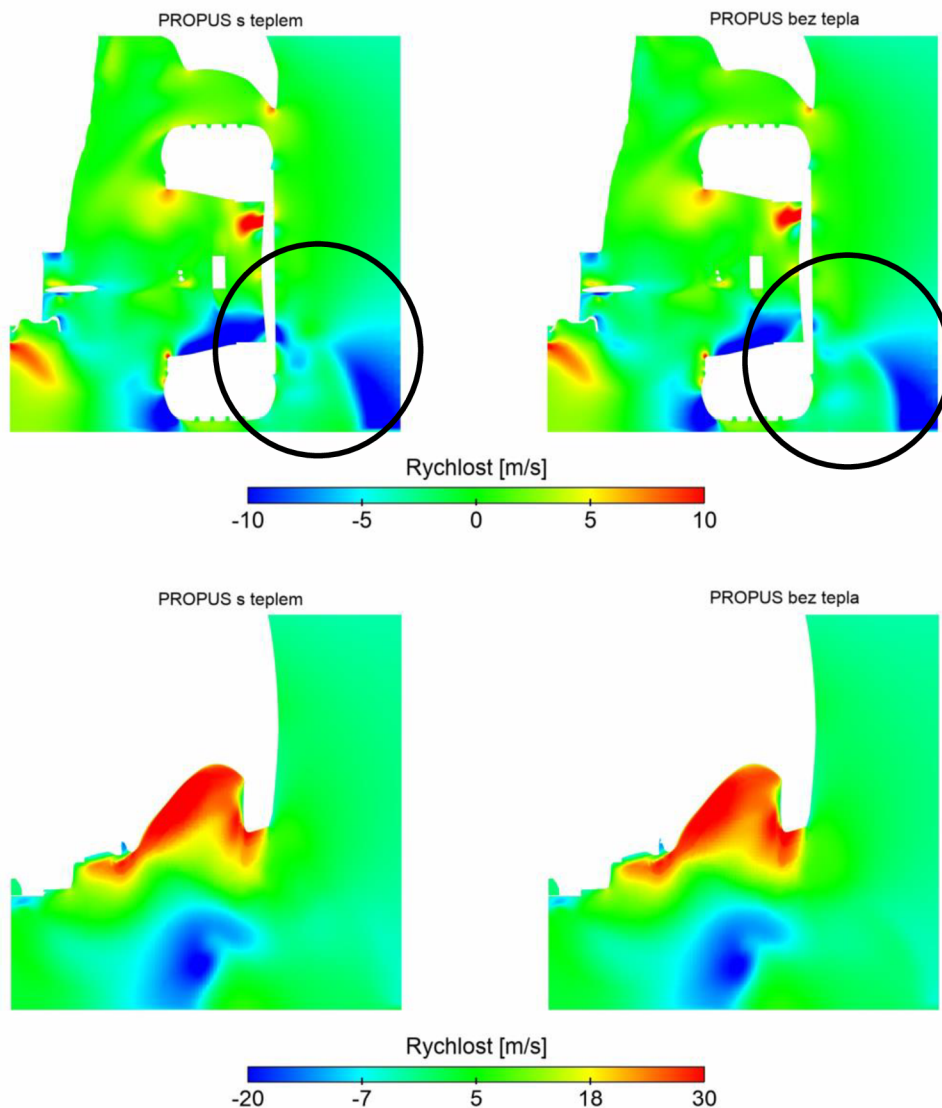




Obrázek 31 Porovnání příčného rychlostního pole pro výpočet s teplem a bez tepla disk Matone

Oproti disku Matone největší rozdíl v koeficientu odporu vidíme pro disk Propus. Na tomto disku pozorujeme výrazné změny v rychlosti směřující ven z disku v dolní oblasti (viz. Obrázek 32). Tato oblast je pro koeficient odporu kritická a na základě stanovených parametrů o ověření jejich vlivu zvýšení rychlosti v této oblasti zvyšuje také hodnotu koeficientu. Pro výpočet s teplem vidíme zásadní změny rychlosti právě ve směru ven z kola. Je velmi pravděpodobné, že zvýšení odporu je způsobeno tímto nárůstem.



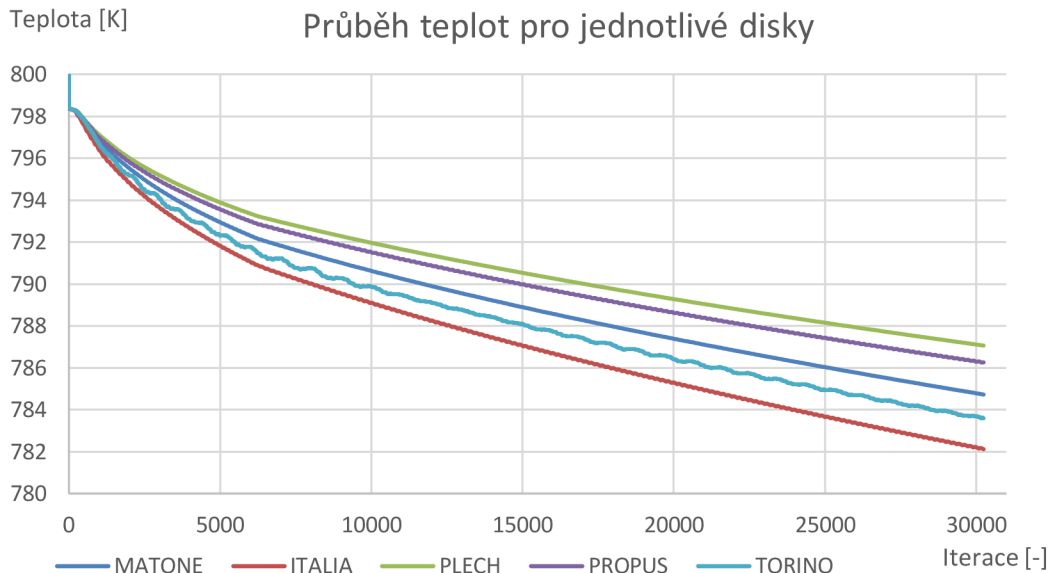


Obrázek 32 Porovnání příčného rychlostního pole pro výpočet s teplem a bez tepla disk Propus

U žádného z disků nedochází k výraznému ovlivnění příčného proudového pole v prostoru uvnitř dolní části podběhu. Oblast pod automobilem je tedy změnou teploty neovlivněna. V horní části, kde je vzduch pro disky s vysokou mírou vlastní ventilace nasáván dovnitř, dochází ke změnám, které ale nemají významný vliv na proudění v okolí automobilu. Silové působení vztlakové síly v důsledku rozdílných hustot je pro výsledné rychlosti nepozorovatelné.

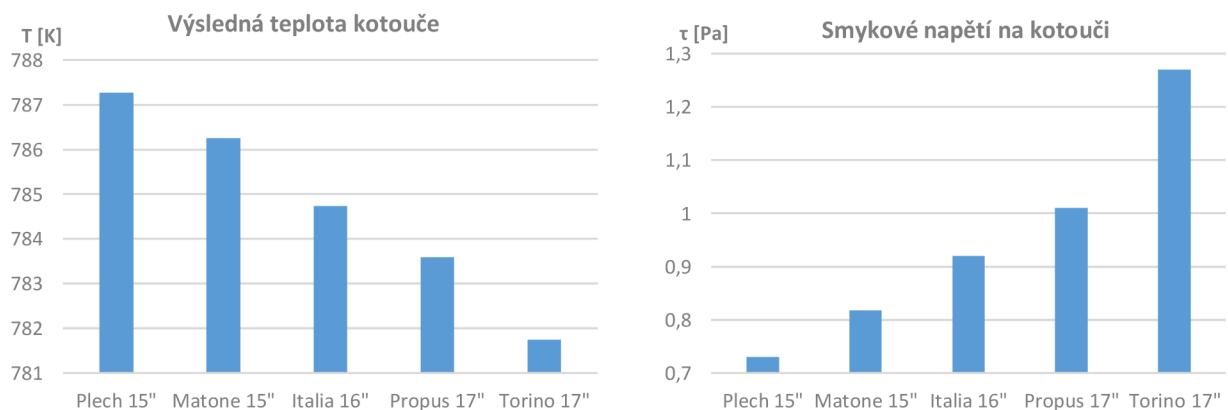
4.6 Vliv parametrů na teplotu disku

Teplota kotouče brzdy byla sledována jako průměrná na povrchu levého kotouče. Počet iterací odpovídá délce simulace 2 sekundy. Za tuto dobu se nejméně ochladil kotouč krytý plechovým diskem o 12 K, oproti tomu nejrychleji chladne kotouč s diskem Italia o 16 K (viz. Graf 4-11).



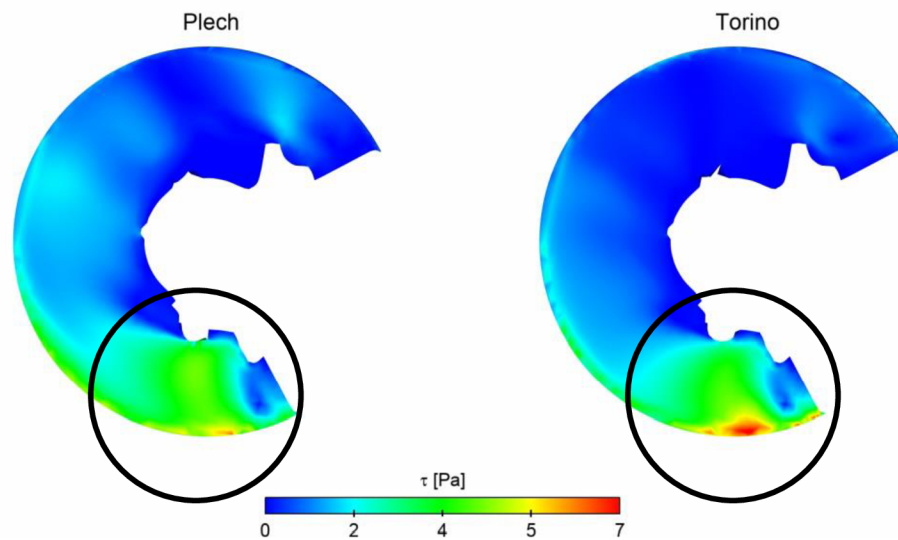
Graf 4-11 Porovnání průběhů teplot levé kotoučové brzdy pro jednotlivé disky

Přestup tepla je v nastavení solveru povolen pouze konvekcí a koeficient přestupu tepla je nastaven jako konstantní. Jedinou proměnnou, která v takovém případě ovlivňuje chladnutí, je rychlost vzduchu proudícího v okolí disku brzdy. Velikost této rychlosti je možné stanovit ze smykového napětí na povrchu stěny, které určuje změnu rychlosti ve směru kolmém k obtékané stěně. Pokud porovnáme tyto rychlosti a výslednou změnu teploty, dostáváme trendovou shodu (viz. Graf 4-12).



Graf 4-12 Trendová shoda pro pokles teploty a smykové napětí kotouče brzdy

Z tohoto důvodu lze usoudit, že podstatný vliv na chladnutí disku má objem protékající skrz kolo. Čím více vzduchu proteče skrz, tím vyšších hodnot bude smykové napětí dosahovat a tím rychleji bude chladnout brzda. Toto tvrzení je pravdivé, ale lze jej aplikovat pouze na disky o stejných poloměrech. Jak můžeme vidět z porovnání příčných rychlostí pro disk Propus (viz. Obrázek 31), vzduch protéká po vnější části kola a brzdu téměř míjí. Menší hodnota průtoku například pro disk Italia dosahuje lepších termodynamických vlastností než vyšší hodnota průtoku u disků Torino právě díky oddálení dominantního proudu od kotouče brzdy. Vysoký průtok u disků Matone ukazuje, že průtok skrz kolo není jediným určujícím parametrem pro stanovení termodynamických vlastností. S vysokým průtokem není dosaženo tak dobrých vlastností. To může být způsobeno tím, že menší kolo nevyužívá tak dobře kanál, který slouží k ofukování vnitřní strany kotouče. Smykové napětí je v této oblasti vyšší pro kola s větším poloměrem (viz. Obrázek 33).



Obrázek 33 Smykové napětí na vnitřní straně brzdového kotouče

Pro jednotlivé poloměry disků dále platí, že s vyšší mírou průtočné plochy i s vyšší mírou boční plochy dosahují disky lepších termodynamických vlastností. Vyšší hodnota všech tří parametrů tedy obecně způsobuje zlepšení těchto vlastností.

5 ZÁVĚR

V diplomové práci byly stanoveny tři parametry, které lze aplikovat na libovolnou geometrii automobilového disku. Jedná se o míru průtočné plochy, míru boční plochy a míru vlastní ventilace. První dva parametry jsou ryze geometrické, k získání třetího parametru je zapotřebí zjednodušeného výpočtu. Pro automobil Škoda Rapid Spaceback bez uvažování motorového prostoru je stanoven aerodynamický vliv pěti rozdílných disků o rozdílných poloměrech za pomoci výpočtu v program StarCCM+. Byla provedena analýza vlivu všech výše zmíněných parametrů na hodnotu koeficientu odporu C_d . Platí, že lepší hodnoty C_d dosahují disky s nižšími hodnotami těchto parametrů. Na základě znalosti koeficientu odporu C_d a parametrů referenčního disku lze v případě návrhu automobilu trendově určit přibližné hodnoty C_d i pro jiné disky.

Hlavním cílem práce je stanovení vlivu konvekce od kotoučové brzdy na příčné proudové pole v oblasti kola automobilu. Z porovnání proudových polí vyplývá, že vliv tepla je zde patrný, ale pro dominantní rychlosti vozu 140 km/h je natolik potlačený, že jeho dopad na proudové pole je jen velmi obtížně sledovatelný. Důsledky vlivu vztlakové síly se na proudovém poli neprojeví vůbec. Na koeficientu odporu se změna projeví a pro nejcitlivější disk dosahuje hodnoty +0,003, což odpovídá zhruba 1 %. Rozdíl v koeficientu nabývá jak kladných, tak záporných hodnot. Obecně lze tedy prohlásit, že teplo od kotoučové brzdy má vliv na aerodynamické vlastnosti automobilu, rozdíl koeficientu odporu C_d je řádově o desetiny procent, nelze však předem stanovit, zda tento rozdíl je kladný nebo záporný a v průběhu chladnutí dochází ke změně jeho velikosti.

Chladnutí brzdy vykazuje naopak oproti aerodynamickým požadavkům lepší výsledky pro co nejvyšší hodnoty parametrů disků. Přestup tepla je pro výpočty minimalizován pouze na nucenou konvekci, která je ale v daném případě dominantní. Není pravidlem, že disk s větší mírou průtočné plochy a vlastní ventilace chladí kotouč lépe. K tomuto paradoxu dochází díky rozložení průtoku do oblasti v okolí ráfku, tedy pro větší kolo dál od kotouče brzdy. V případě, že uvažujeme pouze disky se stejným poloměrem, pak toto pravidlo platí.

Pro zpřesnění vlivu jednotlivých parametrů je zapotřebí provést detailnější studii rozšířenou o větší počet disků především stejných rozměrů. Dále pak lze provést posouzení vlivu jiných modelů turbulence a velikosti sítě, zejména v oblasti rotujícího kola. Tyto závěry lze s jistotou aplikovat pouze na danou geometrii vozu. Pro jiné automobily je zapotřebí stejné trendy a vlivy ověřit.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Značka	Název	Jednotka
F	Síla	[N]
F_D	Aerodynamický odpor	[N]
F_R	Valivý odpor	[N]
F_a	Síla potřebná ke zrychlení	[N]
F_g	Tíhová síla	[N]
C_D	Koeficient aerodynamického odporu	[-]
ρ	Hustota	[kg/m ³]
A	Průmět čelní plochy	[m ²]
N	Normálová síla	[N]
f_r	Součinitel valivého odporu	[-]
v	Rychlost	[m/s]
m	Hmotnost automobilu	[kg]
a	Zrychlení	[m/s ²]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
α	Úhel sklonu vozovky	[rad]
t	Čas	[s]
x_i	Vektor souřadnic	[m]
τ_{ij}	Tenzor smykových napětí	[Pa]
μ	Dynamická viskozita	[Pa·s]
λ	Objemová viskozita	[Pa·s]
e	Vnitřní energie	[J]
\dot{q}	Tepelný tok	[W]
T	Teplota	[K]
p	Tlak	[Pa]
k_c	Součinitel teplotní vodivosti	[W/m·K]
c_p	Měrná tepelná kapacita	J/(kg·K)
k	Turbulentní kinetická energie	[J/kg]
ε	Míra disipace energie	[J/kg·s]

7 SEZNAM OBRÁZKŮ

Číslo obrázku	Název obrázku
1	Světová produkce automobilů
2	Počet zaregistrovaných automobilů v ČR
3	Závislost odporových sil na rychlosti
4	Příspěvek částí automobilu k celkové aerodynamické odporu
5	Energetické toky pro objem pohybující se kapaliny ve směru osy x
6	Rychlostní profil a rozdělení mezní vrstvy
7	Zakrytí podběhu kola
8	Vliv polohy zakrytí kola na aerodynamický odpor
9	Přestup tepla z kotoučové brzdy
10	Rozdílný tvar kanálu p ro ofukování brzdy
11	Rychlostní pole v okolí disku brzdy a) rotující b) stacionární kolo
12	Modelové disky pro výpočet vlivu zakrytí na průběh chladnutí brzdy
13	Škoda Rapid Spaceback CAD geometrie
14	Zvolené disky vyobrazené v levém provedení s rotací proti směru hodinových ručiček
15	Řez výpočtovou doménou
16	Zjemnění v oblasti a) okolí vozu b) úplavu c) odrthové hrany, podvozku a kol
17	Prizmatické buňky v mezní vrstvě
18	Bezrozměrné kritérium y^+ pro rychlost 140 km/h
19	Rotující region v oblasti disku kola
20	Polyhedrální buňky v rotujícím regionu
21	Překrytí buněk pro interface mezi rotujícím regionem a aerodynamickým tunelem
22	Proces stanovení parametru míry průtočné plochy pro disk Torino
23	Proces stanovení parametru míry boční plochy pro disk Propus
24	Roviny pro zobrazování veličin
25	Porovnání celkové normalizované rychlosti v podélném směru
26	Porovnání celkové normalizované rychlosti v příčném směru
27	Porovnání statického tlaku v příčném směru
28	Isoplocha vířivosti o hodně 300 rad/s
29	Roviny pro zobrazování veličin
30	Rozložení teploty a hustoty
31	Porovnání příčného rychlostního pole pro výpočet s teplem a bez tepla disk Matone
32	Porovnání příčného rychlostního pole pro výpočet s teplem a bez tepla disk Propus
33	Smykové napětí na vnitřní straně brzdového kotouče

8 SEZNAM TABULEK A GRAFŮ

Číslo	Název
Tabulka 1	Materiálové charakteristiky vzduchu
Tabulka 2	Materiálové charakteristiky oceli AISI 410
Tabulka 3	Velikosti buněk v jednotlivých částech domény
Tabulka 4	Celkový počet buněk pro výpočet Matone
Tabulka 5	Úhlové rychlosti pro přední a zadní kolo
Tabulka 6	Hodnoty parametrů pro všechny disky
Graf 4-1	Míra průtočné plochy pro jednotlivé disky
Graf 4-2	Míra boční plochy pro jednotlivé disky
Graf 4-3	Míra vlastní ventilace pro jednotlivé disky
Graf 4-4	Koeficienty aerodynamického odporu pro jednotlivé disky
Graf 4-5	Porovnání trendu průtočné plochy a koeficientu odporu
Graf 4-6	Porovnání trendu boční plochy a koeficientu odporu
Graf 4-7	Objem protékající ven skrz samotná kola
Graf 4-8	Objem protékající ven skrz kola na automobilu
Graf 4-9	Objem protékající ven skrz kola na automobilu a koeficient odporu
Graf 4-10	Porovnání koeficientů odporu pro jednotlivé disky bez tepla a s teplem
Graf 4-11	Porovnání průběhu teplot levé kotoučové brzdy pro jednotlivé disky
Graf 4-12	Trendová shoda pro pokles teploty a smykové napětí kotouče brzdy

9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Production Statistic. 2018. OICA [online]. Paříž: International Organization of Motor Vehicle Manufacturers. Dostupné na: <http://www.oica.net/production-statistics/>
- [2] Registrace nových OA. 2018. Svaz Dovozců Automobilů [online]. Praha: Svaz dovozců automobilů - SDA. Dostupné na: <http://portal.sda-cia.cz/stat.php?n#str=nova>
- [3] BARNARD, R.H. 2001. Road Vehicle Aerodynamic Design. 2nd edition. Cornwall, Great Britain: Machaero Publishing.
- [4] Bettes, WH. The aerodynamic drag of road vehicles – past, present and future. Engineering & Science, January 1982, 4-10
- [5] The most aerodynamic cars. 2018. Motoring Research [online]. Harpenden, Great Britain: Motoring Research. Dostupné na: <https://www.motoringresearch.com/car-news/most-aerodynamic-new-cars-2018/>
- [6] W. H. Hucho, "Aerodynamics of Road Vehicles," USA, Society of Automotive Engineers, Inc, 1998.
- [7] VDOVIN, Alexey. 2015. Numerical and Experimental Investigations on Aerodynamic and Thermal Aspects of Rotating Wheels. Gothenburg. Disertace. Chalmers University of Technology.
- [8] WHITE, Frank M. 2008. Fluid mechanics. 6th ed. New York: McGraw-Hill.
- [9] REDDY, J. N. 2008. An introduction to continuum mechanics: with applications. New York: Cambridge University Press.
- [10] ANDERSON, John D. 1995. Computational fluid dynamics: the basics with applications. New York: McGraw-Hill.
- [11] Davidson, Lars. Mechanics of fluids. Part 2: Fluid dynamics and turbulence. 2017.
- [12] Davidson, Lars. Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modelling. 2019. Chalmers University of Technology.
- [13] WILCOX, David C. c2006. Turbulence modelling for CFD. 3rd ed. La Canada, Calif.: DCW Industries
- [14] Simcenter Star CCM+ 13.04 User's Guide; 2018
- [15] Jones, W.P., and Launder, B.E. 1972. "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence", Int. J. Heat and Mass Transfer, 15, pp. 301-314

- [16] Shih, T.-H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z. and Zhu, J. 1994. “A New k-epsilon Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows -- Model Development and Validation”, NASA TM 106721
- [17] ANSYS Fluent 12.0 Theory Guide; 2009
- [18] YU, Xiaoyan, Qing JIA, Di BAO and Zhigang YANG. A Comparative Study of Different Wheel Rotating Simulation Methods in Automotive Aerodynamics [online]. Dostupné : <http://www.sae.org/content/2018-01-0728/>
- [19] INCROPERA, Frank P. and Frank P. INCROPERA. c2007. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed. Hoboken, NJ: John Wiley.
- [20] BHARDWAJ, Ananya. A CFD Investigation of Aerodynamic Effects of Wheel Center Geometry on Brake Cooling [online], Dostupné na: <https://www.sae.org/content/2017-01-1537/>
- [21] Polanský, J. a Kovarik, P. (2003) “Simulation of the cooling of a brake disc”, 1st European Automotive CFD Conference, 25.-26. červen 2003
- [22] CAVUSOGLU, Ömer Faruk. 2017. Aerodynamics Around Wheels and Wheelhouses. Gothenburg. Diplomová práce. Chalmers University of Technology.
- [23] CEDERLUND, Johan, VIKSTRÖM, Jacob. 2010. The Aerodynamic Influence of Rim Design on a Sports Car and its Interaction with the Wing and Diffuser Flow. Gothenburg. Diplomová práce. Chalmers University of Technology.
- [24] JEONG, ByeongUk, Hoon KIM, Woochul KIM and Sang Do KWAK. Optimization of Cooling Air Duct and Dust Cover Shape for Brake Disc Best Cooling Performance [online]. , -. Dostupné na: <https://www.sae.org/content/2014-01-2519/>
- [25] KIM, Gwichul, Junho PARK, Byungcheon LEE and Hana HWANG. A Study on Optimization of Brake Cooling System Considering Aerodynamics [online]. , -. Dostupné na: <https://www.sae.org/content/2018-01-1875/>
- [26] CHOI, Bongkeun, Junho PARK, Byungcheon LEE and Hana HWANG. 2014. Thermal Performance of Disc Brake and CFD Analysis. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems [online]. 7(4), 1304-1310. Dostupné na: <https://www.sae.org/content/2014-01-2497/>
- [27] LANDSTRÖM, Christoffer, Tim WALKER, Lasse CHRISTOFFERSEN and Lennart LÖFDAHL. 2014. Influences of Different Front and Rear Wheel Designs on Aerodynamic Drag of a Sedan Type Passenger Car. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems [online]. 7(4), -. Dostupné na: <https://www.sae.org/content/2011-01-0165/>

- [28] MUTTART, Jeffrey, Swaroop DINAKAR, Jeffrey SUWAY, et al. 2014. Comparing a timed exposure methodology to the nighttime recognition responses from SHRP-2 naturalistic drivers. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems [online]. 7(4), -. Dostupné na: <https://www.sae.org/content/2011-01-0165/>
- [29] VDOVIN, Alexey, Sabine BONITZ, Christoffer LANDSTROM, et al. 2013. Investigation of Wheel Ventilation-Drag using a Modular Wheel Design Concept. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems [online]. 6(1), 308-315. Dostupné na: <https://www.sae.org/content/2013-01-0953/>