

UDK/UDC: 532/533:629.351

Prejeto/Received: 07. 04. 2015

Kratki znanstveni članek – *Short scientific paper*

Sprejeto/Accepted: 30. 06. 2015

## UČINEK KOLES NA TOK OKOLI PRIKOLICE TOVORNJAKA EFFECTS OF WHEELS ON FLOW AROUND TRUCK TRAILER

Jure Marn<sup>1,\*</sup>, Jurij Iljaž<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Fakulteta za strojništvo, Univerza v Mariboru, Smetanova ulica 17, 2000 Maribor

### Izveleček

Pričujoče delo obravnava analizo vpliva vrtečih se koles na tok zraka okoli oziroma za priklopnikom tovornega vozila. V ta namen je bila izdelana analiza (numerična simulacija) turbulentnega, tridimenzionalnega toka, z upoštevanjem vrtečih se koles na osnovi metode končnih volumnov (MKV). Pri tem smo validirali tako računsko mrežo kot tudi območje reševanja in sicer na treh različnih stopnjah. V delu prav tako primerjamo vpliv  $k-\varepsilon$  in SST modelov turbulence. Posebej je poudarjen vpliv dodatkov na priklopnike (ang. »boat tail«), in sicer dveh vrst. Ugotovili smo, da so dodatki priklopnikom koristni in utemeljeni ne le iz vidika tokovnega upora, zaradi odsekanega zadka priklopnikov, temveč tudi zaradi vrtenja koles. Vpliv vrtečih se koles je približno polovico velikosti vpliva odsekanega zadka, kar pomeni, da ni zanemarljiv. Skupna zaviralna sila odsekanega priklopnika in vrtečih se koles je reda velikosti 800 N, pri čemer sta vpliva odsekanega dela in koles primerljiva. To na eni strani potrjuje, da je za analizo nujno potrebno upoštevati vrteča se kolesa, na drugi pa, da je vlaganje v analize primernih dodatkov priklopnikov utemeljeno. Učinka različnih modelov turbulence pri tem ni bilo zaznati.

**Ključne besede:** mehanika tekočin, računska dinamika tekočin, razporeditev tlaka okoli vozila, analiza vrtničnosti, dodatki karoseriji prikolic, transport.

### Abstract

This work analyzes effects of rolling wheels on air flow around and behind the truck trailer. The numerical simulation or analysis takes into account the turbulent, three dimensional flow, as well as the effect of rolling wheels, based on the finite volume method (FVM). The computational mesh as well as the computational domain were tested and compared on three different levels, therefore the results are verified. Also the effects of the  $k-\varepsilon$  and SST turbulence models were compared. In particular, attention was paid to trailer attachments, known as »boat tails«, of two kinds. We established that the trailer attachments are both useful and well founded, not only because of blunt body characteristics but also because of the rolling wheels. The results show vorticity generation and their distribution in accordance with »boat tail« attachments. Rolling wheels effect is approximately half of the blunt body effect and therefore not negligible. The total average force of the blunt body trailer and the rolling wheels is approximately 800 N, where the effects of blunt body and wheels are comparable. This underscores the need to take into account rolling wheels in analysis, and also

---

\* Stik / Correspondence: [jure.marn@um.si](mailto:jure.marn@um.si)

© Marn J., Iljaž J.; Vsebina tega članka se sme uporabljati v skladu s pogoji [licence Creative Commons Priznanje avtorstva – Nekomercialno – Deljenje pod enakimi pogoji 4.0.](#)

© Marn J., Iljaž J.; This is an open-access article distributed under the terms of the [Creative Commons Attribution – Non Commercial – Share Alike 4.0 Licence.](#)

justifies including in the analysis appropriate trailer attachments. Effect of different turbulence models was negligible.

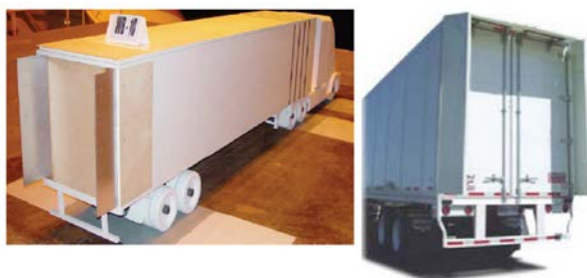
**Keywords:** fluid mechanics, computational fluid dynamics, pressure distribution around vehicle, vorticity analysis, trailer accessories, transport.

## 1. Uvod

Kljub trudu, da bi prenesli karseda veliko tovornega prometa na železnice, ostaja promet s tovornjaki, zlasti s kontejnerskimi, bistven. Zato je iz vidika energetske učinkovitosti pomembno, da znižamo porabo goriva.

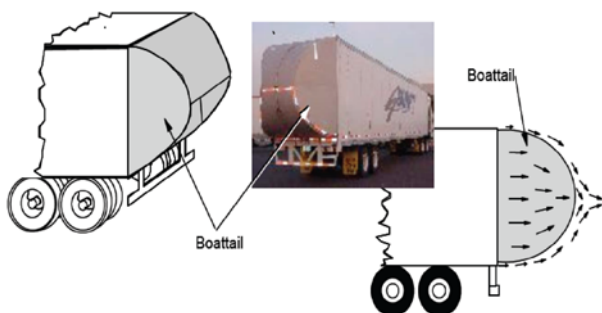
V tem delu se ukvarjamo z vprašanjem učinkovitosti nekaterih pomagal, ter z učinki vrtečih se koles na ta pomagala.

V preteklosti je bilo prikazanih nekaj predlogov za optimizacijo in manjšo porabo goriva. Tako Larsson (2009) predlaga dva načina optimizacije oblikovanja zadnje strani tovrne prikolice, ki sta prikazana na slikah 1 in 2.



**Slika 1:** Dodatek priklopniku (»boat tail«) vrste 1 (Larsson, 2009).

**Figure 1:** Trailer accessory (»boat tail«), type 1 (Larsson, 2009).



**Slika 2:** Dodatek priklopniku (»boat tail«) vrste 2 (Larsson, 2009).

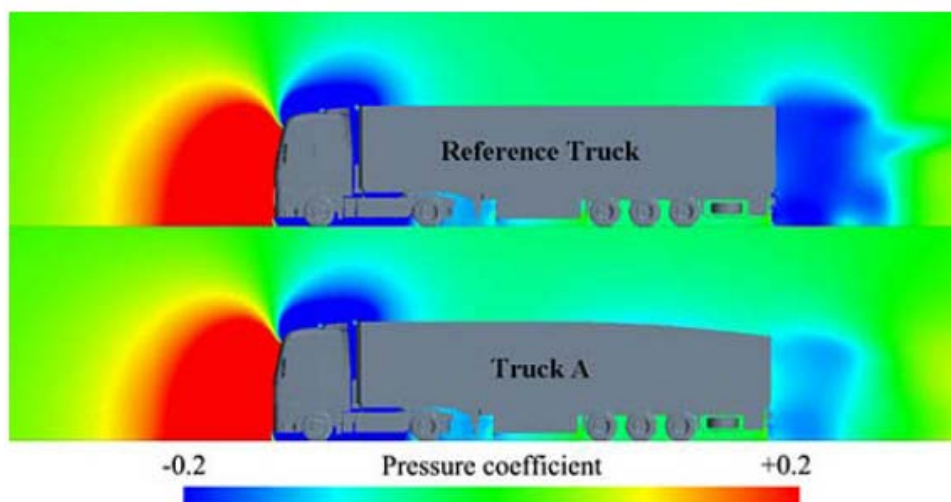
**Figure 2:** Trailer accessory (»boat tail«), type 2 (Larsson, 2009).

Pri okvirju vrste 1 se predvideva prihranek okoli 4% goriva, pri okvirju vrste 2 pa približno 5% goriva. Težava obeh vrst pa je, da zunanja dimenzija sega preko omejitev, ki jih predpisuje regulacija o dolžini vozila. Rešitev, predlagana v tem prispevku, ima enake ali celo boljše rezultate. V literaturi (Larsson, 2009) je prikazana dolžina priklopnika 13,6 m, kar je sicer zelo dolga dolžina in jo v praksi srečamo le redko, zato bomo v našem primeru za analizo vzeli za dolžino priklopnika 10m. Dosedanja evropska dela Hirza in Stadlerja (2014) ter ne-evropska dela avtorjev Patten et al. (2012) ne analizirajo vpliva koles, zaradi česar naše delo predstavlja novost na tem področju. Namesto tega so se avtorji osredotočili le na učinek brez-zdrsnega pogoja na cesti, kar pa predstavlja le približek premikajoče se ceste.

Iz del Hirtza in Stadlerja (2014) ter Pattena et al. (2012) je razvidno, da je gorvodni vpliv oziroma vpliv kabine na tokovno polje okoli oziroma za priklopnikom majhen, kar je razvidno tudi iz slik 3 in 4. Tako smo v delu analizirali samo učinek priklopnika oziroma smo modelirali le priklopnik brez kabine.

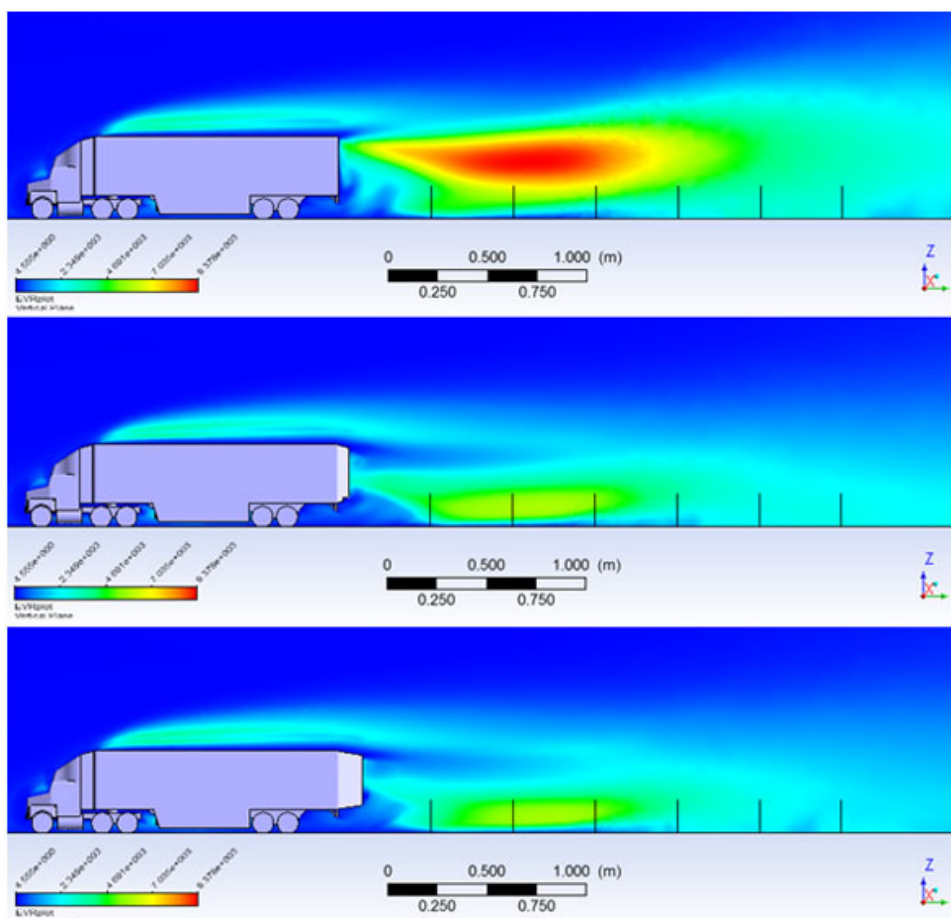
Tok okoli tovornjaka brez upoštevanja vrtečih se koles je razviden iz slik 3 in 4, pri čemer je vidno, da je tok na začetku prikolice vzporeden s konturami prikolice, kar še dodatno podpre predpostavko o modeliranju priklopnika. Čeprav kabina brez dvoma vpliva na tok zraka, je sprostitev te poenostavitve izven okvira tega prispevka, ki se ukvarja s tlačno cono za priklopnikom.

Poznavanje značilnosti drevesnih vrst nam lahko pomaga pri razlagi različnih procesov v naravnem okolju, poznati pa jih je potrebno predvsem v primeru modeliranja prestreženih padavin. V tem prispevku želimo predstaviti najpogostejše značilnosti drevesnih vrst, ki jih v zvezi s prestrezanjem padavin obravnavajo avtorji različnih raziskav po celem svetu in najpogostejše metode za njihovo oceno.



**Slika 3:** Tlačni koeficient okoli tovornjaka s priklopnikom (Hirz in Stadler, 2014, <http://articles.sae.org/12815/>, z dovoljenjem).

**Figure 3:** Pressure coefficients around truck with trailer (Hirz and Stadler, 2014, <http://articles.sae.org/12815/>, with permission).



**Slika 4:** Tok okoli tovornjaka z različnimi »boat tail« priklučki in brez (Patten et al., 2012, [https://www.tc.gc.ca/media/images/programs/aerodynamics\\_eng\\_fig23.jpg](https://www.tc.gc.ca/media/images/programs/aerodynamics_eng_fig23.jpg)).

**Figure 4:** Flow around truck with different »boat tail« accessories, and without (Patten et al., 2012, [https://www.tc.gc.ca/media/images/programs/aerodynamics\\_eng\\_fig23.jpg](https://www.tc.gc.ca/media/images/programs/aerodynamics_eng_fig23.jpg)).

## 2. Vodilne enačbe in način reševanja

Za simulacijo turbulentnega, tridimenzionalnega toka zraka okoli priklopnika je potrebno rešiti sistem ohranitvenih enačb, in sicer zakon o ohranitvi mase ter gibalne količine skupaj s konstitutivnim modelom tečenja ter matematičnimi modeli turbulence. Podrobnejši opis posameznih zakonov ter modelov najdemo v delu Škergeta (1994), tukaj pa bodo zaradi preglednosti predstavljene vodilne enačbe, in sicer:

- ohranitev mase (str. 94):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

kjer je  $\rho$  gostota v  $\text{kg/m}^3$ ,  $t$  čas v s,  $\vec{\nabla}$  gradient v  $1/\text{m}$ ,  $\vec{\nabla} \cdot$  divergenca v  $1/\text{m}$  in  $\vec{v}$  hitrost v  $\text{m/s}$ .

- ohranitev gibalne količine (str. 134)

$$\rho \left[ \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \vec{v} \right] = \rho \vec{f}_m - \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \underline{\tau} \quad (2)$$

kjer je  $\vec{f}_m$  masna sila v  $\text{N/kg}$ ,  $p$  tlak v Pa,  $\underline{\tau}$  tenzor napetosti v Pa, in  $\rho \vec{f}_m$  v resnici predstavlja zunanje izvore gibalne količine v  $\text{N/m}^3$  (volumska sila), pri čemer velja za Newtonske tekočine (str. 142) ob upoštevanju simetrije napetostnega tenzorja naslednji konstitutivni model

$$\tau = \eta \left( 2\vec{\nabla} \vec{v} - \frac{2}{3} \delta \vec{\nabla} \cdot \vec{v} \right) \quad (3)$$

kjer je  $\eta$  dinamična viskoznost v  $\text{Pa s}$  in  $\delta$  Kronecker-jeva delta funkcija, ki je brez enot.

Turbulentni tok smo modelirali z uporabo dvo-enačbenih modelov, in sicer:

(a) *k-ε model* (str. 179)

pri čemer je viskoznost v konstitutivnem Newtonovem modelu nadomesti vsota difuzijske viskoznost  $\eta_0$  inturbulentne viskoznosti  $\eta_T$ :

$$\eta = \eta_0 + \eta_T = \eta_0 + C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (4)$$

kjer je  $C_\mu$  konstanta modela,  $k$  turbulentna kinetična energija v  $\text{m}^2/\text{s}^2$  in  $\varepsilon$  disipacijska hitrost turbulentne kinetične energije v  $\text{m}^2/\text{s}^3$ .

(b) *Shear Stress Transport (SST) model* (Menter, 1994)

Ker je sistem enačb, ki opisuje turbulentni tok tekočine, v takšni obliki analitično nerešljiv je bil za reševanje matematičnih modelov uporabljen pristop metode končnih volumnov (MKV). Škerget in Hriberšek (2005) opisujeta metodo končnih volumnov kot integralno metodo za računanje parcialnih diferencialnih enačb oziroma vodilnih enačb na nivoju končnih volumnov, definiranih v okolici vsakega vozlišča računske mrežne oziroma diskretiziranega območja reševanja. Pri tem se pri izpeljavi diskretnega sistema algebraskih enačb upošteva pravilo konzervativnosti, kar pomeni, da je neto vtoka določene spremenljivke (masa, temperatura, gibalna količina) v končni volumen enak netu iztoka, to pa nadalje vodi v globalno konzervativnost numerične sheme.

## 3. Območje reševanja in računska mreža

V študiji smo modelirali realne dimenzije priklopnika, pri čemer je širina povzeta po literaturi (Luckaus, 2015), in sicer je prikolica široka 2,49 m in visoka 3 m. Višina oddaljenosti od tal je (ob predpostavki dimenzije pnevmatike 295x80R22,5) 1,05 m, širina pnevmatike pa 0,295 m in razdalja med pnevmatikami 0,05 m.

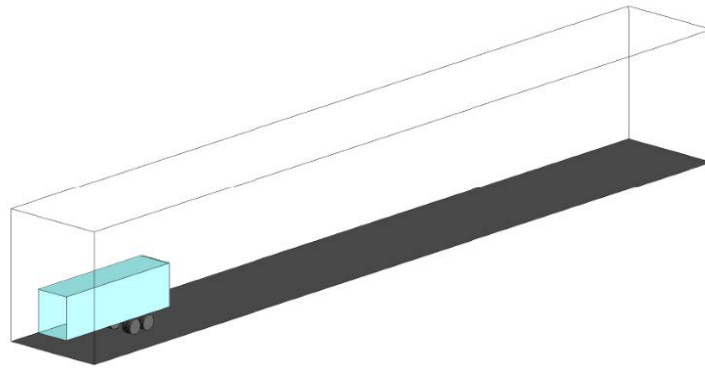
Modelirali smo le okolico priklopnika, kar predstavlja okoliški zrak in cesto in sicer v treh različnih dimenzijah za zagotovitev konsistentnosti rezultatov:

(i) širine 7,5 m, višine 9,12 m ter dolžine 60 m – v članku označeno kot OR1;

(ii) širine 9,5 m, višine 9,12 m ter dolžine 60 m – v članku označeno kot OR2;

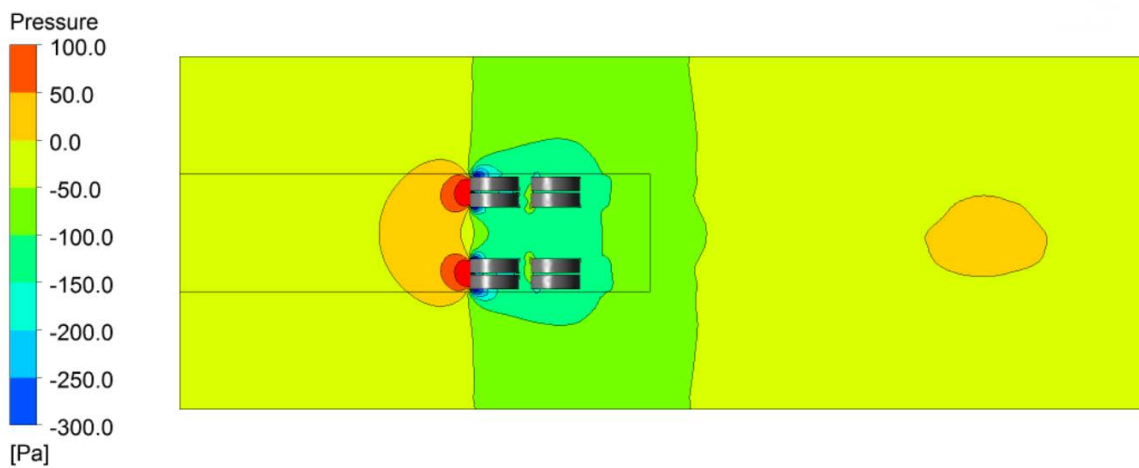
(iii) širine 11,5 m, višine 13,5 m ter dolžine 60 m – v članku označeno kot OR3.

Najmanjše območje reševanje je razvidno na sliki 5. Pri najmanjšem območju smo ugotovili, da je območje reševanja premajhno, kar je vidno na sliki 6 iz porazdelitve tlaka. Vidno je, da se tlačno polje stika z robom računskega območja, to pa ni v skladu z realnimi tokovnimi razmerami. Zato je bilo potrebno območje reševanja povečati. Tlačno polje za srednje območje je razvidno iz slike 7, pri čemer bi lahko rekli, da je širina območja sedaj že primerna.



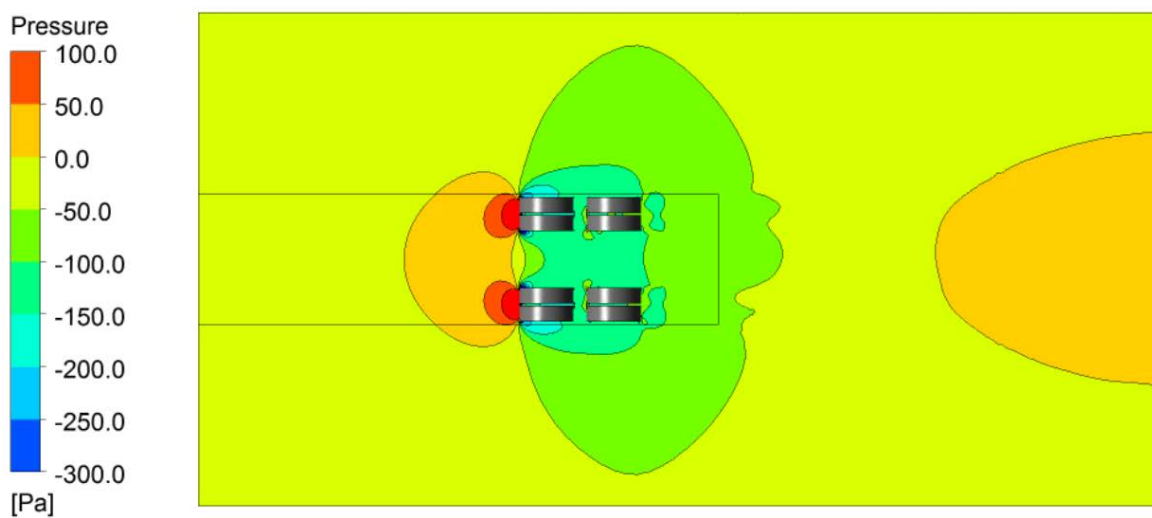
*Slika 5: Obravnavana geometrija območja reševanja.*

*Figure 5: Geometry of solution region studied.*



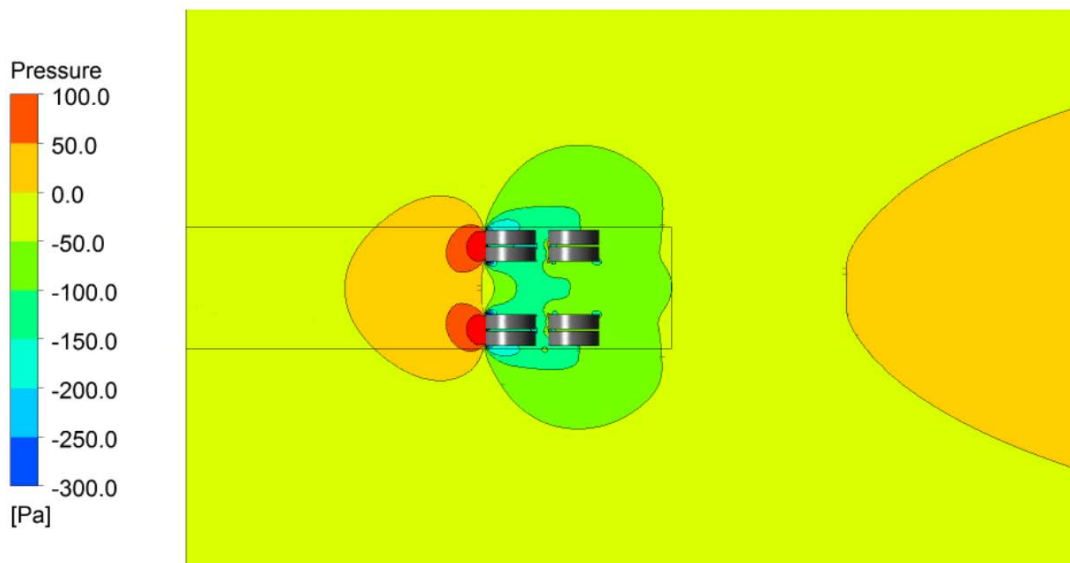
*Slika 6: Porazdelitev tlaka okoli obravnavanega telesa – OR1.*

*Figure 6: Pressure distribution around body of interest – OR1.*



*Slika 7: Porazdelitev tlaka okoli obravnavanega telesa – OR2.*

*Figure 7: Pressure distribution around body of interest – OR2.*



**Slika 8:** Porazdelitev tlaka okoli obravnavanega telesa – OR 3.

**Figure 8:** Pressure distribution around body of interest – OR3.

Pri tem je vidna nesimetrija tlačnega polja okoli vzdolžne osi, kar še vedno, po naši oceni, ni v skladu s pričakovanimi tokovnimi razmerami, zato smo območje reševanje še povečali, in dobili tlačno polje, ki je prikazano na sliki 8.

Pri največjem računskem območju anomalij nismo več opazili, zato smo se odločili, da je to končna in primerna velikost območja reševanja, ki smo jo uporabili tudi za vse nadaljnje analize.

Da bi bili prepričani v dobljene rezultate, je bilo potrebno izvesti tudi validacijo računske mreže. Mrežo smo validirali s primerjavo integralnega rezultata, in to sile na priklopnik ter sile na kolesa. Najprej smo se prepričali o primernosti mreže tik ob trdni steni, kjer jo je potrebno zgostiti za opis mejne plasti. Tako smo spremljali brezdimenzijsko oddaljenostjo od stene, ki je definirana z enačbo:

$$y^+ = y \sqrt{\frac{\tau_w \rho}{\eta^2}}, \quad (5)$$

kjer je  $y^+$  brezdimenzijska oddaljenost od stene (brezdimenzijska koordinata, Škerget 1994),  $y$  oddaljenost od stene v m,  $\tau_w$  strig na steni v Pa.  $y^+$  v osnovi predstavlja učinek stene na tok tekočine. Večji kot je, manjši je vpliv stene. Podrobneje je to vidno iz diagrama na sliki 9.

Relevantni so rezultati, kjer je  $y^+$  znotraj viskoznega podobmočja, torej tam, kjer je  $y^+$  3 ali

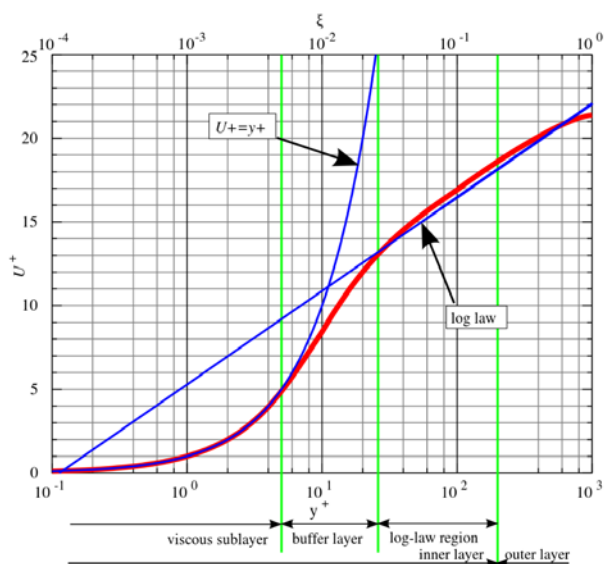
manj. V resnici je s primernim približkom (t.i. logaritemskim zakonom stene) moč primerno in zadovoljivo modelirati dogajanje na steni tudi do  $y^+ < 200$ , vendar so mreže, ki so zelo goste tik ob površini, računsko potratne. Če smo zadovoljni z integralnimi rezultati (kot v konkretnem primeru) tudi ob  $y^+ > 200$ , potem smemo rezultate uporabiti, pri čemer se moramo zavedati, da ne moremo delati zaključkov glede dogajanja v mejni plasti, temveč so zaključki omejeni le na rezultate izven mejne plasti.

V preglednici 1 in 2 je prikazana velikost posameznih računskih mrež, pri čemer je v preglednici 1 podano število elementov, v preglednici 2 pa število vozlišč. Gostota 1 ustreza največji velikosti elementov in sicer 200 mm v bližini priklopnika, 100 mm v bližini koles in 400 mm drugod, s sedmimi plastmi na trdnih stenah, kot so kolesa in priklopnik z debelino prvega elementa 2,5 mm. Gostota 2 ustreza največji velikosti elementov 160 mm v bližini priklopnika, 80 mm v bližini koles in 320 mm drugod, s prav tako sedmimi plastmi ob površinah z začetno debelino 1 mm. Gostota 3 ustreza najgostejši mreži z velikostjo elementov 130 mm v bližini priklopnika, 60 mm v bližini koles in 250 mm v okoliškem zraku, z desetimi plastmi ob trdnih površinah z začetno debelino 0,5 mm.

Iz tabel je razvidno, da vseh kombinacij nismo izvedli, saj se je precej hitro izkazalo, da bomo uporabili največje računsko območje (OR3), preostali rezultati pa so bili pomembni zlasti za validacijo računske mreže in opazovanja učinka posameznega turbulentnega modela, da bi opazili morebitna odstopanja v rezultatih.

Na slikah 10, 11 in 12 so prikazane porazdelitve  $y^+$  na trdnih stenah v odvisnosti od računske mreže.

V konkretnem primeru nas zanima oblika vrtnincev in vpliv vrtničenja koles. Ne eno ne drugo ni omejeno na mejno plast, zato smemo uporabiti srednjo mrežo gostote 2, ob pogoju, da je izbrani integralni parameter znotraj še sprejemljivih toleranc.



**Slika 9:** Učinek brezdimenzijske oddaljenosti (koordinate) (Wikipedija, 2015).

**Figure 9:** Effect of dimensionless distance (coordinate) (Wikipedia, 2015).

**Preglednica 1:** Število elementov v odvisnosti od gostote mreže in velikosti območja reševanja.

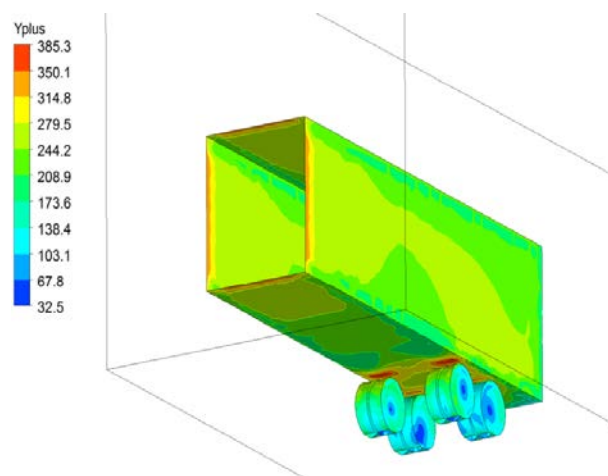
**Table 1:** Number of elements depending on mesh density and size of solution domain.

	gostota 1 / density 1	gostota 2 / density 2	gostota 3 / density 3
OR1	1.944.346	3.464.825	7.538.081
OR2			8.736.199
OR3	2.726.522	4.941.502	11.212.754

**Preglednica 2:** Število vozlišč v odvisnosti od gostote mreže in velikosti območja reševanja.

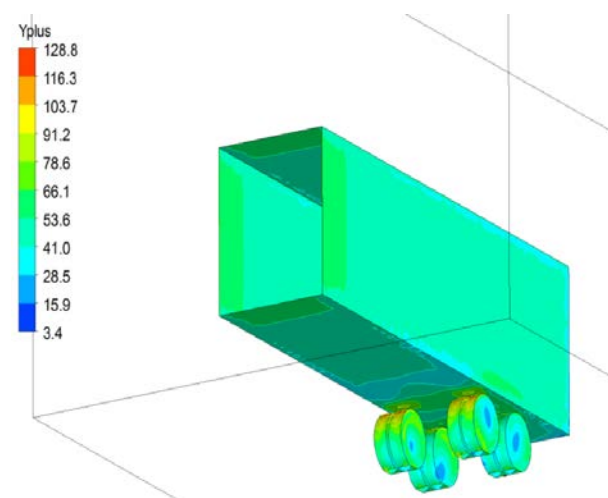
**Table 2:** Number of nodes depending on mesh density and size of solution domain.

	gostota 1 / density 1	gostota 2 / density 2	gostota 3 / density 3
OR1	385.554	693.885	1.469.209
OR2			1.680.880
OR3	527.520	940.077	2.133.359



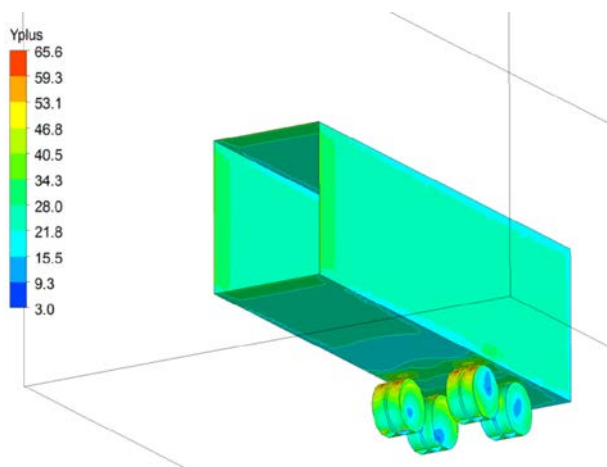
**Slika 10:** Mreža gostote 1 – porazdelitev  $y^+$  ( $k-\epsilon$  model turbulence).

**Figure 10:** Mesh of density 1 – distribution of  $y^+$  ( $k-\epsilon$  turbulence model).



**Slika 11:** Mreža gostote 2 – porazdelitev  $y^+$  (SST model turbulence).

**Figure 11:** Mesh of density 2 – distribution of  $y^+$  (SST turbulence model).



**Slika 12:** Mreža gostote 3 – porazdelitev  $y^+$  (SST model turbulence).

**Figure 12:** Mesh of density 3 – distribution of  $y^+$  (SST turbulence model).

**Preglednica 3:** Integralni parameter (sila na priklopnik, v N) v odvisnosti od mreže, k- $\epsilon$  model turbulence.

**Table 3:** Integral parameter (force on trailer, in N), depending on mesh, k- $\epsilon$  turbulence model.

	gostota 1 / density 1	gostota 2 / density 2	gostota 3 / density 3
OR1	607	589	572
OR2			518
OR3			475

**Preglednica 4:** Integralni parameter (sila na kolesa, v N) v odvisnosti od mreže, k- $\epsilon$  model turbulence.

**Table 4:** Integral parameter (force on wheels, in N), depending on mesh, k- $\epsilon$  turbulence model.

	gostota 1 / density 1	gostota 2 / density 2	gostota 3 / density 3
OR1	338	329	321
OR2			318
OR3			316

V preglednicah 3, 4, 5 in 6 so prikazane vrednosti integralnega parametra sile na priklopnik (preglednici 3 in 5) ter sile na kolesa (preglednici 4

in 6) v odvisnosti od gostote mreže in velikosti območja reševanja, z upoštevanim k- $\epsilon$  modelom turbulence (preglednici 3 in 4) ter SST modelom turbulence (preglednici 5 in 6). Izdelali smo le tiste kombinacije, ki so bile relevantne za doseganje cilja, pri čemer je bilo izdelanih nekaj več simulacij s SST modelom, zaradi primernejše obravnave turbulence blizu trnih sten.

Tudi na tem mestu so prikazani vsi rezultati zaradi popolnosti oziroma preglednosti, s čimer je mogoče podati vpliv območja reševanja in računske mreže na dobljene rezultate.

**Preglednica 5:** Integralni parameter (sila na priklopnik, v N) v odvisnosti od mreže, SST model turbulence.

**Table 5:** Integral parameter (force on trailer, in N), depending on mesh, SST turbulence model.

	gostota 1 / density 1	gostota 2 / density 2	gostota 3 / density 3
OR1	613	597	577
OR2			523
OR3	501	483	472

**Preglednica 6:** Integralni parameter (sila na kolesa, v N) v odvisnosti od mreže, SST model turbulence.

**Table 6:** Integral parameter (force on wheels, in N), depending on mesh, SST turbulence model.

	gostota 1 / density 1	gostota 2 / density 2	gostota 3 / density 3
OR1	338	330	326
OR2			315
OR3	326	331	329

Na izbrani integralni parameter vpliva izbor mreže manj kot območje reševanja. Prav tako vpliva območje reševanja bolj na silo na priklopnik kot na silo na kolesa. Na podlagi pridobljenih stacionarnih rezultatov pri hitrosti tovornjaka 72 km/h smo za nadaljnje stacionarne RANS-SST analize pri isti hitrosti izbrali gostoto mreže 2 in območje reševanja 3. Ugotovimo lahko, da je skupna sila, s katero zrak zavira priklopnik z



vrtečimi se kolesi približno takšna, kot če bi na tovornjak z vrvjo pritrtili približno 130 kg leseno klado in jo vlekli naokoli po betonski cesti (ob predpostavki tornega količnika 0,62 (Engineering Toolbox, 2015).

#### 4. Rezultati in diskusija

V prvem delu bomo prikazali vpliv toka na priklopnik vozila, saj so omenjen vpliv obravnavali že drugi avtorji na tem področju. Pomemben pa je tudi zato, da lahko primerjamo učinek vrtečih se koles z učinkom toka preko odsekanega roba priklopnika.

Na sliki 13 so prikazane tokovnice preko priklopnika.

Kot je prikazano, gre za tokovnice, pri čemer so tokovnice iz področja koles izključene. V tem primeru lahko opazujemo le vpliv priklopnika, zlasti njegovega odsekanega dela. Pri tem je viden vrtinec oziroma recirkulacijska cona, nakazana pa je tudi meja vrtinčnega območja. V splošnem lahko ugotovimo, da so rezultati primerljivi s prejšnjimi deli (Hirz in Stadler, 2014; Patten et al., 2012).

Na sliki 14 so prikazane tokovnice, izvirajoče iz področja koles.

Primerjava obeh slik pokaže, da motnja izvira iz dveh virov: zaradi nenadnega zaključka (strmo odsekanega) telesa (»blunt body« problem) in zaradi vrtinčenja ob kolesih. Zlasti slednji učinek je običajno zanemarljiv, a, kot smo ugotovili v prejšnjem poglavju v zvezi z validacijo mreže, je vpliv koles bistven podatek za izgubo energije.

Na sliki 14 je prikazano gibanje tekočine prečno na priklopnik, in ne zgolj simetrično vzdolž priklopnika. Ta slika je dokaz, da je potrebno analizirati pojave v treh dimenzijah. Vrtenje koles namreč inducira tok prečno na priklopnik, tovrstni vrtinci pa porabljajo energijo oziroma prispevajo k dodatnemu uporabi zraka. Vrtinec nastaja pod kolesi, se dviga v recirkulacijsko cono in tam prispeva k dodatnemu mešanju zraka. Namesto dvodimenzionalne strukture toka, kot jo kaže Patten et al. (2012), je struktura toka izrazito tridimenzionalna.

Prav tako nam slika 14 pove, zakaj rezultati, dobljeni s simetrijsko osjo morda niso najboljši. Dejstvo je namreč, da v treh dimenzijah problem ni simetričen preko x-z ravnine. Kolesa se vrtijo vedno v isto smer, in to na obeh straneh x-z ravnine. Pri tem proizvajajo vrtinec, ki bi moral biti v primeru stacionarnega izračuna povsem simetričen, vendar prihaja do razhajanj, kot je vidno na sliki 15, kjer je razvidna porazdelitev tlaka na priklopniku.

Porazdelitev je skoraj simetrična, ni pa simetrična. To je še lepše razvidno ob pregledu kontur hitrosti v ravnini x-y, na sliki 16.

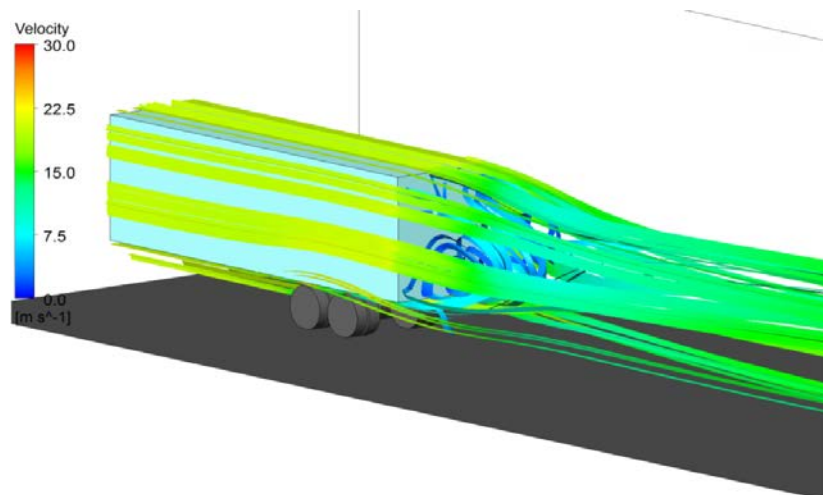
Za razmislek o vplivu prečnega toka je potrebno razumeti način stacionarnega izračuna, ki je izveden z metodo nepravilnega prehodnega pojava (»false transient«). Tak pristop, poudarjen še z numerično napako sistema, ima za posledico nesimetrijo, ki v obravnavanem primeru kaže rezultanto sile v eno smer.

Raziskava pri tem ne daje odgovora, ali je nesimetrija fizikalnega ali numeričnega izvora. Fizikalno bi namreč lahko šlo za asimetrijo (vortex shedding), vendar bi za to morali izvesti nestacionarno analizo, kar pa ni predmet raziskave. Oceniti velja, da gre za napako računanja.

Prečni tok je pomemben le pri nestacionarnih tokovih. Tam se Von Karmanova vrtinčna sled kaže tako v x-z kot tudi v x-y ravnini, in povzroča iniciacijo nestabilnosti sistema, ki se lahko zaradi nepravilne razmestitve mase priklopnika odraža na mehničnem ravnovesju celotnega sistema in je pomembna za trenutno dogajanje, a nepomembna v povprečenem (stacionarnem) režimu toka.

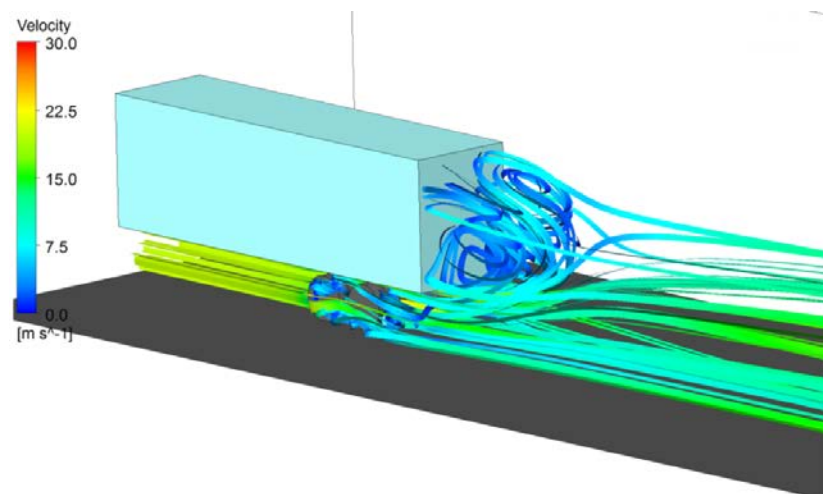
Slika 17 prikazuje potek hitrosti med kolesi in preko priklopnika. Prikazana je ravnina x-z vzdolž priklopnika, ravnina y-z prečno na priklopnik, vključujoč odsekani del priklopnika in ravnina x-y v sredini koles. Vidno je polje recirkulacije za priklopnikom (središče vrtinca) in pospešitev med kolesi ter učinek vrtenja koles.

Na sliki 18 je prikazana še intenziteta vrtinčnosti (v resnici je prikazana intenziteta vrtincev, »swirl intensity«). Vidne so strukture, ki so na moč podobne »boat tail« strukturam tipa 1.



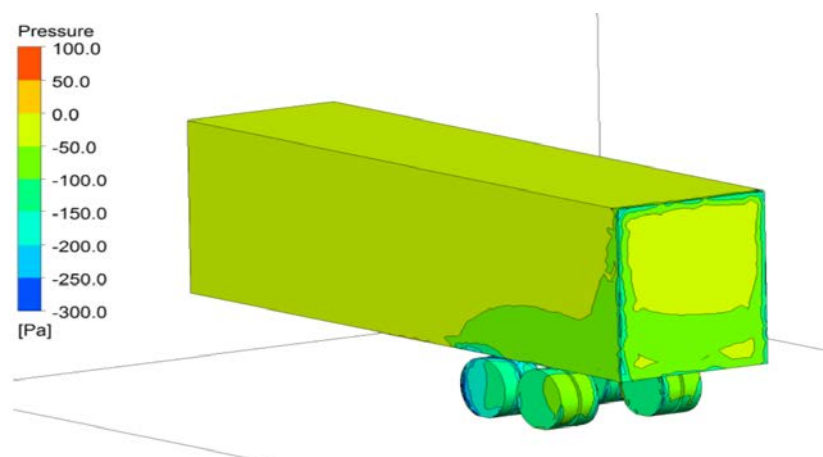
*Slika 13: Tokovnice preko priklopnika.*

*Figure 13: Streamlines around trailer.*



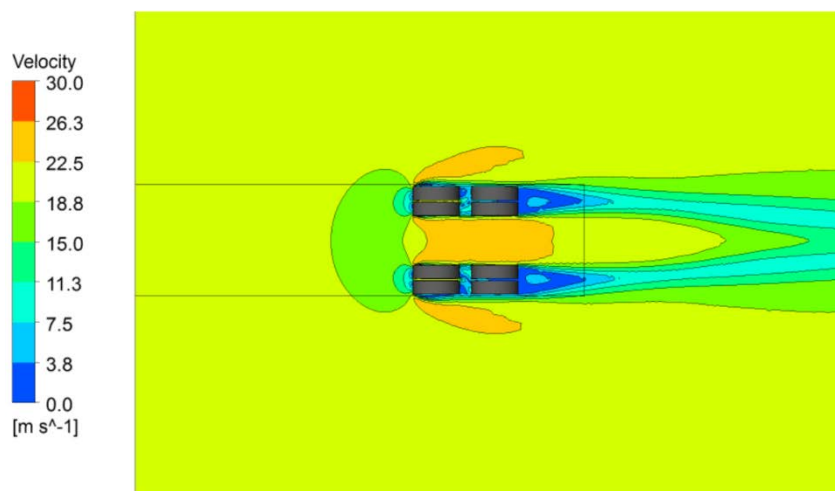
*Slika 14: Tokovnice – izvor vrteča se kolesa.*

*Figure 14: Streamlines – source rolling wheels.*



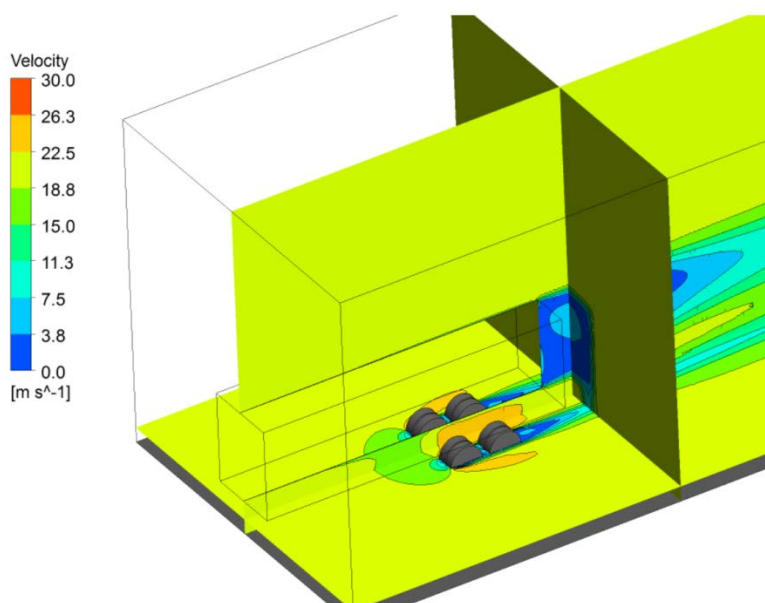
*Slika 15: Porazdelitev tlaka na priklopniku.*

*Figure 15: Pressure distribution on trailer.*



*Slika 16: Konture hitrosti v ravnini x-y.*

*Figure 16: Velocity contours in x-y plane.*

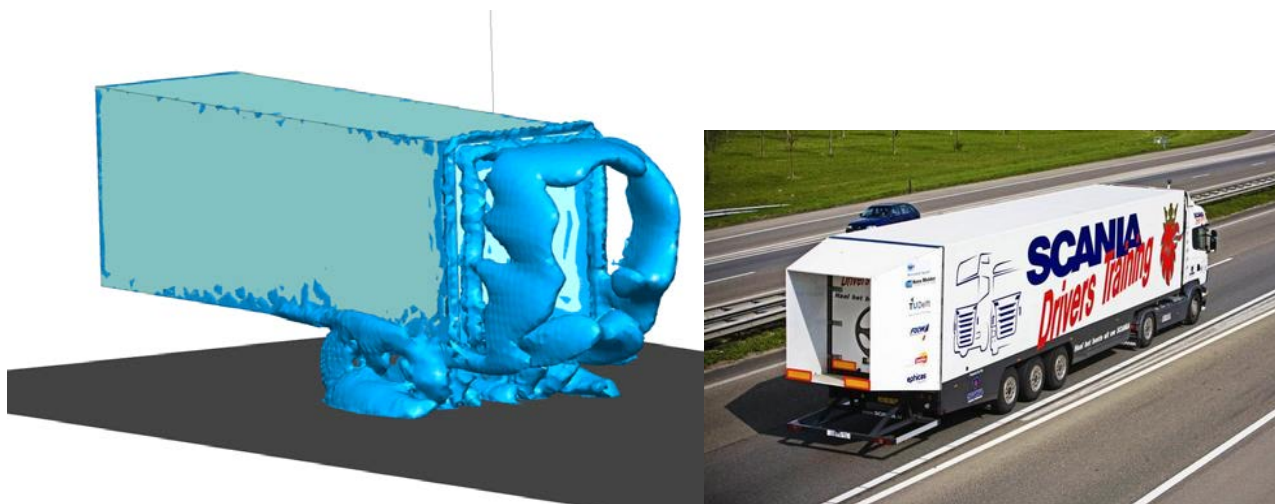


*Slika 17: Potek hitrosti v ravninah x-z, x-y in y-z.*

*Figure 17: Velocity in planes x-z, x-y in y-z.*

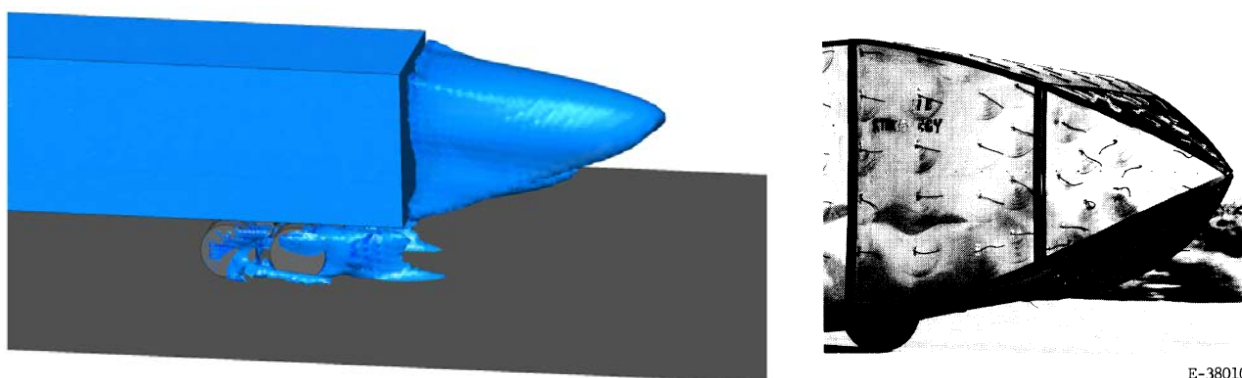
Intenziteta vrtincev je znak izgube energije. Vidno je, da se strukture porajajo na robovih in okoli koles, in se gibajo dolvodno, ter da njihova intenziteta hitro opeša. Tudi če bi povsem »zaprli« strukturo priklopnika do tal, bi zaradi vrtenja koles (česar v resnici seveda ne moremo preprečiti) prihajalo do vrtincev, ki se porajajo na kolesih, trčijo v sredini med kolesi, in se nato v skoraj simetrični obliki vzdignejo pod rob priklopnika.

Kaj je torej učinek »boat tail« struktur? Če postavimo umetno strukturo namesto strukture, ki jo oblikujejo vrtinci, potem bodo porajajoči se vrtinci trčili ob umetno strukturo, ki bo tok stabilizirala. Vrtinci bodo tako izgubili intenziteto, in ker gre za počasne tokove, bo motnja potovala gorvodno, zaradi česar bodo tokovnice bistveno bolj gladke. Vrtincev pa pri tem ne bo, ali pa bodo močno omiljeni.



*Slika 18: Strukture vrtinčnosti (desno: Banner, 2011).*

*Figure 18: Vorticity structures (right: Banner, 2011).*



*Slika 19: Izoravnina hitrosti (desno Peterson, 1981).*

*Figure 19: Iso-plane of velocity (right Peterson, 1981).*

Naslednje vprašanje je, kaj dobimo s podaljševanjem struktur. Na to vprašanje nam odgovori izoravnina hitrosti, prikazana na sliki 19. Vidne so strukture, ki so podobne »boat tail« strukturam tipa 2.

Vrtinec je torej popolnoma »zaprt« znotraj »mehurčka«, obseženega z izoravnino hitrosti. Ugotovimo lahko, da gre za tridimenzionalno strukturo, ki loči recirkulacijsko območje od območja toka preko priklopnika.

Ponovno – namesto te, naravne, strukture lahko poskrbimo za umetno strukturo, recimo takšno, kot jo je raziskoval Peterson (1981). Peterson je sicer uporabil neke vrste ukrivljeno piramido in ne nesimetrično piramido – bolje bi bilo s slednjo.

Izkaže se, da se prizma toka okoli priklopnika prilagodi v stožec. »Boat tail« dodatek tipa 2 bi bil torej boljši, če bi bil na koncu stožčaste oblike (in takega bi lahko tudi izdelali v obliki napihljivega dodatka, ki bi dodatno služil kot permanentni varnostni meh, poleg tega pa bi se ga napihnilo le med potovanjem po avtocesti in ne, recimo, v mestih, kjer je prostor na cesti bistveno dragocenejši).

Zaključili bi lahko, da bo narava sama poskrbela za površine, s katerimi bo dosežen koncept minimuma potenciala – vendar ob strošku okoli med 4% in 7,5% dodatne porabe goriva (Patten et al., 2012).

Iz navedenega je razvidno, da je smiselno dodajati na priklopnike oziroma na odsekane konce vozil strukture, ki bodo podobne izo-površinam struktur, ki bi jih sicer tvorila telesa sama.

## 5. Zaključek

V pričujočem delu smo analizirali tok zraka okoli priklopnika z vrtečimi se kolesi, pri čemer smo stacionarno RANS simulacijo izvedli z metodo končnih volumnov (MKV). Uporabili smo dva modela turbulence ( $k-\varepsilon$  in Shear Stress Transport), ki nista dala bistvenih razlik, kar je bilo pričakovano.

Kot relevanten parameter za analizo smo izbrali silo upora. Ta je sestavljena iz dveh delov – zaradi vrtenja koles in zaradi odsekanega topega telesa, razmerje med njima pa je primerljivo. Zaključiti je mogoče, da so dodatne strukture na priklopnikih smiselne, in da so oblikovane pravilno v primeru »boat tail« tipa 1, v primeru »boat tail« tipa 2 pa bi bilo bolje, če bi bili dodatki v obliki stožca in ne v obliki piramide (ali »napete« piramide) (Peterson, 1981).

Posebej pomemben se zdi vpliv koles. Pri primerjavi z dosegljivimi rezultati ugotavljamo, da je učinek skoraj povsem ločen od vpliva toka preko odsekanega zadka priklopnika, vendar je učinek aditiven. Do razlike pride pri obliki vrtinca prečno na tok in tudi do velikosti skupne sile upora ter do različne oblike dodatka priklopnika. Analiza brez upoštevanja koles ima za posledico dodatek, kot je prikazan na sliki 1, medtem ko ima analiza z upoštevanjem koles za posledico dodatek, ki ima prečni element ne le pri vrhu temveč tudi pri dnu, kar je razvidno iz slike 18.

Prispevek našega dela vidimo zlasti v razumevanju in izboljšanju eksperimentalnih rezultatov (kot so tisti iz leta 1981, izdelani za potrebe NASA), pa tudi v izražanju potrebe po rezultatih, ki upoštevajo vrteča se kolesa kot bistven deležnik v višanju zračnega upora oziroma višanju porabe goriva (pri tem se ne upošteva delež kotalnega upora).

## Viri

- Banner, S. (2011). Rocking the boat, Commercial Motor. [http://static.commercialmotor.com/big-lorry-blog/assets\\_c/2011/02/scaboattail-thumb-448x292-113301.jpg](http://static.commercialmotor.com/big-lorry-blog/assets_c/2011/02/scaboattail-thumb-448x292-113301.jpg) (Pridobljeno 07.04.2015).
- Engineering Toolbox (2015). [http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d\\_778.html](http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html) (Pridobljeno 07.04.2015).
- Hirz, M., Stadler, S. (2014). Variable trailer design drastically cuts aerodynamic drag. *SAE International*. <http://articles.sae.org/12815/> (Pridobljeno 07.04.2015).
- Larsson, S. (2009). Weight and dimensions of heavy commercial vehicles as established by Directive 96/53/EC and the European Modular System (EMS), Bruselj. [http://www.google.si/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CB4QFjAA&url=http%3A%2F%2Fec.europa.eu%2Ftransport%2Fmodes%2Froad%2Fevents%2Fdoc%2F2009\\_06\\_24%2F2009\\_gigaliners\\_workshop\\_acea.pdf&ei=-AHVf\\_7EMnbaqSxgQg&usq=AFQjCNE58roXy7VGAiubVJvzVS7ITsbPOA&sig2=VFDWj4m04D7MuoB7D\\_W3bQ&bvm=bv.88198703,d.d2s](http://www.google.si/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CB4QFjAA&url=http%3A%2F%2Fec.europa.eu%2Ftransport%2Fmodes%2Froad%2Fevents%2Fdoc%2F2009_06_24%2F2009_gigaliners_workshop_acea.pdf&ei=-AHVf_7EMnbaqSxgQg&usq=AFQjCNE58roXy7VGAiubVJvzVS7ITsbPOA&sig2=VFDWj4m04D7MuoB7D_W3bQ&bvm=bv.88198703,d.d2s) (Pridobljeno 07.04.2015)
- Luckaus Transportas (2015). Services- Transport. <http://www.luckaus.lt/article/archive/172> (Pridobljeno 07.04.2015).
- Menter, F.R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal* 32, 1598–1605.
- Patten, J., McAuliffe, B., Mayda, W., Tanguay, B. (2012). *Review of Aerodynamic Drag Reduction Devices for Heavy Trucks and Buses*. Project 54-A3578, National Research Council Canada (NRC-CNRC).
- Peterson, R.L. (1981). *Drag reduction obtained by the addition of a boattail to a box shaped vehicle*. NASA Contractor Report 163113.
- Škerget, L. (1994). *Mehanika tekočin*. Univerza v Mariboru in Univerza v Ljubljani, Maribor, 337 p. (in Slovenian).
- Škerget, L., Hriberšek, M. (2005). *Računalniška dinamika tekočin*. Univerza v Mariboru, Maribor, 14 p. (in Slovenian).
- Wikipedia (2015). Law of the wall. [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Law\\_of\\_the\\_wall\\_\(English\).svg](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Law_of_the_wall_(English).svg) (Pridobljeno 07.04.2015).