

# Fúvókageometria hatása a porlasztási sugárképre, dízel porlasztók fúvókáinak CFD szimulációja

## Effect of nozzle hole geometry on spray characteristics, CFD simulation of diesel injector nozzles

VASS Sándor<sup>1</sup>, BÁTYI Gyula Máté

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépjárműtechnológia Tanszék  
Magyarország, 1111 Budapest, Stoczek utca 6., [www.gjt.bme.hu](http://www.gjt.bme.hu)

<sup>1</sup> +3614632380, [sandor.vass@gjt.bme.hu](mailto:sandor.vass@gjt.bme.hu)<sup>1</sup>

### Kivonat

*Dízelmotorok esetében a NO<sub>x</sub> emisszió mellett a legegészségkárosítóbb hatást a képződő korom környezetbe jutása okozza. A dízelmotorok károsanyag kibocsátásának csökkentése érdekében az utókezelő rendszerek fejlesztése mellett elsődleges feladat a nyers emisszió redukálása. Ennek egyik megközelítése lehet megvizsgálni a porlasztófúvókák befecskendező furatainak különböző geometriai kialakításának hatását a porlasztási sugárképre. Jelen cikk három különböző fúvókafurat geometriát mutat be és annak hatását a porlasztásra. A munka célja egy a párolgás- és kavitáció szempontjából kedvezőbb kialakítás létrehozása.*

**Kulcsszavak:** dízel befecskendező rendszer, porlasztó fúvóka, fúvókafurat, kavitáció

### Abstract

*NO<sub>x</sub> and soot are the most health harming pollutants in case of Diesel engines. To reduce emissions, the main field of development can be either the after-treatment system, or the reduction of raw emissions. Because combustion is in direct relationship with the injection process in Diesel engines, one of the options is to examine the impact of different nozzle hole geometries on spray characteristics. In this article three different nozzle holes and their effects will be presented. The aim of this work is to get an optimal geometry in terms of fuel evaporation and cavitation-flow in the nozzle.*

## 1. BEVEZETÉS

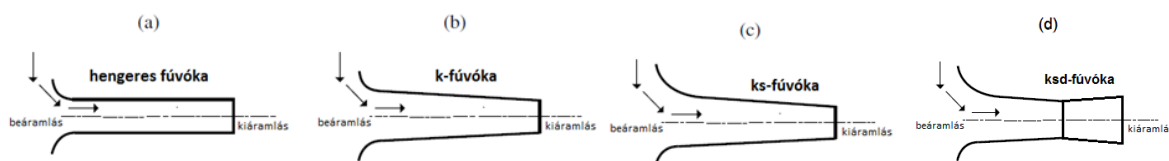
Az elmúlt évtizedekben a társadalmi és jogszabályi változások hatására a dízel motorok jelentős fejlődésen mentek keresztül [1]. Az egyik legjelentősebb lépés a közös nyomócsöves (Common Rail, CR) befecskendező rendszerek megjelenése volt, ahol a befecskendezési nyomást és időpontot egymástól teljesen függetlenül lehetett változtatni [2]. Kétféle megközelítési mód alakult ki az idő folyamán a károsanyag kibocsátási normák teljesítésére: az egyik a nyers emisszió csökkentése, a másik a kipufogógáz utánkezelő rendszerek fejlesztése [3]. Dízel motorok esetében a befecskendezési folyamat kulcsfontosságú az égés minősége szempontjából akár fosszilis, akár megújuló üzemanyagot alkalmazunk [4], hiszen a reakciókinetikai folyamatok sebessége több nagyságrenddel nagyobb, mint a keveredése, tehát dízel égésfolyamat nagyrészt a keveredés által korlátozott [5]. A keveredés pedig leginkább a befecskendezés fizikai jellemzőitől, illetve a befecskendező fúvókáinak geometriai kialakításától és a fúvókák számától függ [6-7].

Jelen munka célja megvizsgálni egy újfajta, gyártásban nem létező fúvókafurat geometriai kialakításának hatását a porlasztásra [8], valamint összehasonlítani azt két másik kialakítással a teljes befecskendezési folyamat során.

## 2. A VIZSGÁLT PORLASZTÓ FÚVÓKA GEOMETRIÁK

Befecskendező fúvókák esetében a legegyszerűbb kialakítás a kis belépési lekerekítési sugárral rendelkező hengeres furat. Ezt követte a nagyobb belépő él lekerekítéssel rendelkező, a hossza mentén

végig konfúzoros kialakítású Ks fúvóka furat. A harmadik – újfajta - fúvókafurat is nagy belépő él lekerekítéssel rendelkezik, de a középtengely 2/3-áig konfúzoros, a maradék hosszúságon diffúzoros kialakítású és KsD névvel jelölt (1. ábra). Ennek belépő és kilépő átmérője megegyezik a tisztán konfúzoros kialakítás legnagyobb átmérőjével, a legszűkebb keresztmetszet pedig a hengeres fúvókéval.

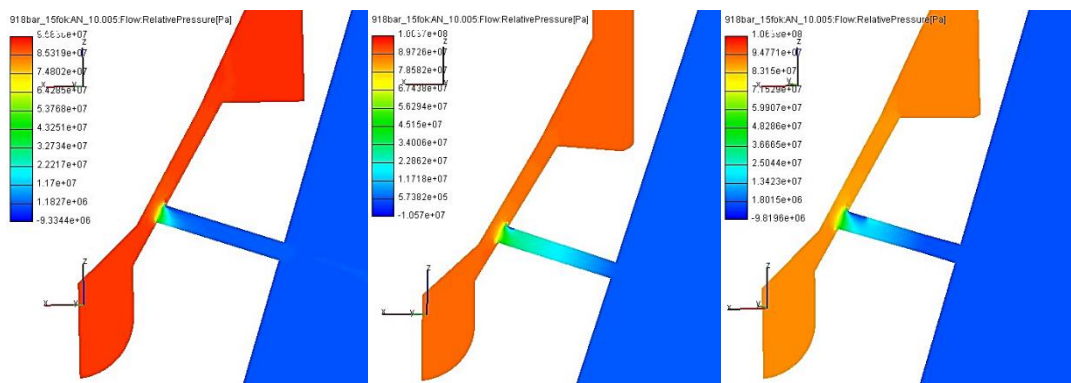


1. ábra Porlasztó fúvóka furatkialakítások

### 3. EREDMÉNYEK

A geometriák 3D modelljének elkészítése után beolvasásra, majd hálózásra kerültek. A peremfeltételek: állandó 918 bar befecskendezési nyomású és 293K hőmérsékletű gázolaj állandó 1 bar nyomású levegő közegbe befecskendezve. Terjedelmi okokból a szimulációs eredmények csak a fúvókátú teljesen nyitott állapotában kerülnek bemutatásra.

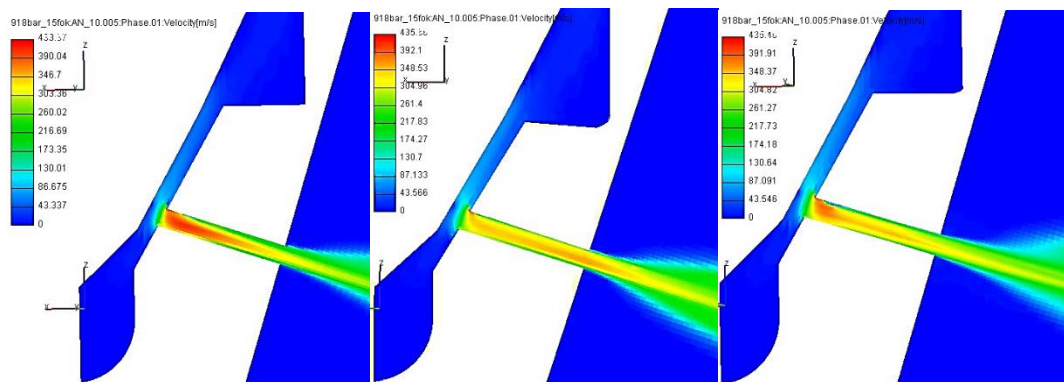
A 2. ábra alapján, teljes túnyitáskor a nyomás eloszlása a hengeres furat esetében kavitáció kialakulására enged következtetni, itt a gőzbuborékok szinte a furat egész hossza mentén fennmaradnak. Kavitáció azokon a pontokon jön létre, ahol a nyomás lecsökken az adott hőmérsékleten értelmezett telítési gőznyomás értékére. A legtöbb esetben a belépő keresztmetszet kisebb sugarú élének környezetében alakul ki, ahol a folyadékreszcsek nem tudják lekövetni az él alakját. Az ívtől elválnak, ezért azokon a helyeken, ahol ritkábban lesznek jelen, a nyomás lecsökken. A hengeres furat belépő keresztmetszeténél nagyobb kiterjedésű térfogaton csökkenhet le a gázolaj nyomása a telítési gőznyomás értéke alá, aminek következményei a gőzbuborékok. Ehhez képest a konfúzoros kialakításoknál a nagyobb belépő él lekerekítés miatt kisebb mértékű kavitáció várható. A három kialakítás közül ez a ks fúvóka esetében a legcsekélyebb, illetve a furat menti nyomáeloszlás miatt a rendezett áramlás is feltételezhető. A ksd fúvókánál megfigyelhető a nyomásnövekedés helyén a gőzbuborékok összeomlása.



2. ábra Relatív nyomások hengeres, Ks, KsD fúvókafurat ( $10^\circ$ )

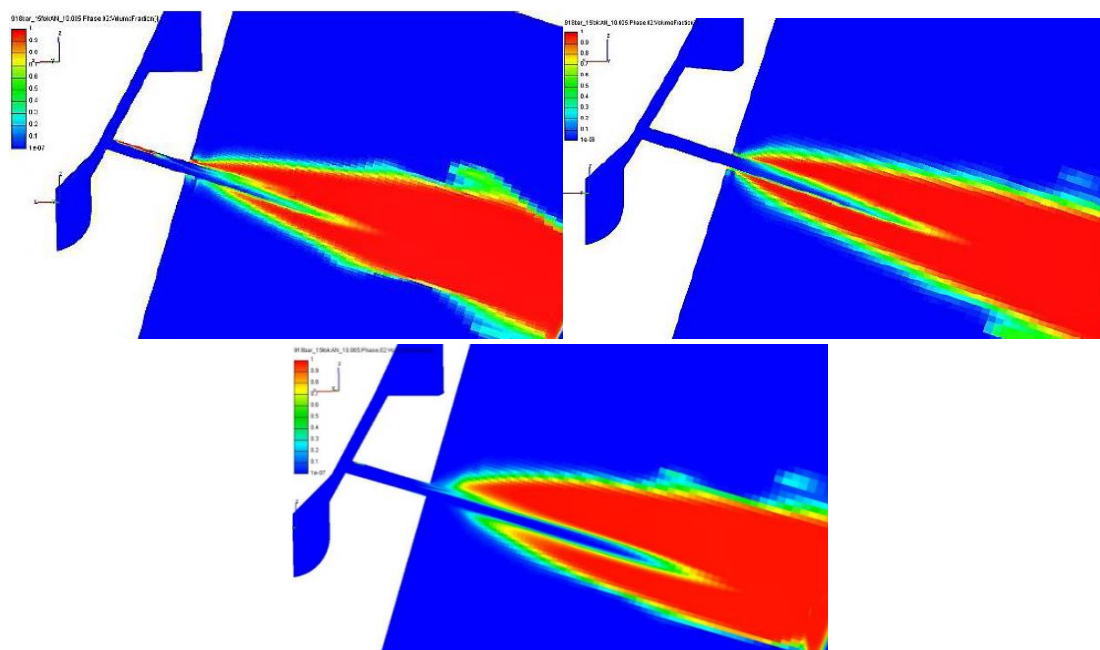
A 3. ábrán, a folyadék áramlási sebességeit tekintve megállapítható, hogy az növekszik a furatok falától a középvonal irányában, a fal menti súrlódás következtében. A belépő élnél az irányváltás miatt a részecskék felgyorsulnak, ennek oka a nyomásesés és az így kialakuló gőzbuborékok, aminek hatására a sebességmaximumok a középtengelytől radiális irányban eltolódnak, az áramlás aszimmetrikussá válik. A hengeres fúvóka rendelkezik a legnagyobb mértékű kavitációval a kis lekerekítésű belépő él miatt. Ennek okán csökken a kontrakciós tényezővel a furat hidraulikus átmérője, ezáltal nő a beáramlási sebesség. A gőzbuborékok miatt, melyek a furat hossza mentén szinte végig szerepelnek, a befecskendezési sugár középpontja eltolódik. Ks fúvókánál a konfúzoros kialakítás nagy áramlási sebességeket hoz létre, ezáltal a sugár nagy mozgási energiával lép ki, a kialakítás és a nagy lekerekítésű belépő élnek köszönhetően a kavitáció csekély szerepet játszik. A legnagyobb sebességek a furat

keresztmetszetének középső részében találhatóak, a hossz mentén egészen a legkisebb keresztmetszetig növekszik ez az érték, a részecskék tehetetlenségéből adódóan még a befecskendezési térfogatban is hasonló mértékű sebességek láthatóak.



3. ábra Áramlási sebességek hengeres, Ks, KsD fúvókafuratban ( $10^\circ$ )

A KsD fúvóka képe hasonló a hengeres furatú kialakításhoz. A sugárkép aszimmetrikus, ezáltal másképp alakul a cseppbomlás a különböző oldalakon; illetve az örvénylések végig befolyásolják az alakját. Az eltérés többek között a kavitáció mértékében van, a gőzbuborékok a legszűkebb keresztmetszet előtt összeomlanak, ami eróziós szempontból igénybe veszi a furatot, viszont az áramlásnak több ideje van rendeződni az elem végéig. A kilépő sebességek egy szűk tartományban veszik fel a legnagyobb értékeket a furatban.



4. ábra Gázolaj gőzfázisának alakulása hengeres, Ks, KsD fúvókafurat ( $10^\circ$ )

A tüzelőanyag folyadék, valamint gőz fázisait mutatja a 4. ábra. Itt piros szín jelzi azt, ahol csak gőz van jelen (100%-ban); kék, ahol csak folyadék vagy levegő (gőz 0%-ban). A két állapot közötti eloszlást a színskála fogja mutatni.

Hengeres furatnál teljes tűnyitáskor a gázolaj a furat után, a lassabb kilépési sebességgel rendelkező helyeken kisebb mértékben hatol be folyadék állapotban, könnyebben képződnek cseppek, ezáltal intenzívebben párolog és jön létre gőz fázis. A folyadék fázis benyúlása a hengerbe a legkisebb mértékű, a kúpszög szélessége a két másik geometria közé tehető.

Ezzel szemben a Ks fúvóka belépő élénél kisebb mértékű kavitáció jelentkezik, a teljes nyitási folyamat alatt már a kilépő keresztmetszet után észlelhető a befecskendezési sugár teljes felülete mentén

gőz fázis, párolgás szempontjából ugyanúgy egyenletes képet mutat, mint befecskendezési sugár alakjában. A befecskendezési kúpszög alacsony, középen tömör, központosult sugárral.

Ksd fúvókánál a folyadék fázisnak a másik két geometriához képest a legmélyebb a behatolási mélysége, a kavitáció kismértékben ennél a kialakításnál is jelen van. A folyadékfázis kilépő sebességének ismeretében kijelenthető, hogy a nagyon mélyre bejutó részecskék jóval alacsonyabb mozgási energiával rendelkeznek az alacsonyabb sebességükből adódóan.

#### 4. KONKLÚZIÓ

A relatív nyomás eloszlása alapján megállapításra került, hogy a *hengeres kialakítású fúvókában* van jelen legerősebben kavitáció, a kis lekerekítéssel rendelkező belépő él miatt, ennek hatása az áramlási sebességeken is megmutatkozik: a belépő keresztmetszetenél kialakuló gőzbuborékok okozta hidraulikus átmérő csökkenés megnövekvő kilépő sebességeket generál, ami a levegővel történő interakciót tekintve pozitív hatást kelt.

A *Ks fúvóka* kavitációs szempontból a teljes nyitási-, valamint zárási folyamat során a legkedvezőbb alakot veszi fel, végig rendezett áramlást tesz lehetővé, a kilépő sebességek a szimmetria tengelyre merőleges metszeten nagy kiterjedésben magas értékeket mutat, ennek is köszönhető a folyadékfázis mélyebbre hatolása, illetve a szűk beporlasztási kúpszög

A *KsD fúvókánál* tapasztaltak alapján elmondható, hogy a nagy lekerekítésű belépő él nem mentesíti teljes mértékben a furat belépő keresztmetszetének közelében kialakuló gőzbuborékoktól ezt a konstrukciót, így nagy mértékben hatással lesz a legmagasabb sebességérték eltolódására a középvonalától. A kilépő keresztmetszet közelében a maximális sebességértékek keskeny sávban jönnek létre, aminek következményeképpen a folyadékfázis nem középen lép ki a furatból és legmélyebbre hatol a befecskendezési térbe.

A fent bemutatott kialakítások közül a kavitációt figyelembe véve a legjobb megoldásnak a *Ks fúvóka* tűnik, melynél viszont a gőzfázis kúpszöge a befecskendezés során a legkisebb. Ezért gőzképződés szempontjából a *hengeres* és a *KsD fúvóka* is megfelelő alternatíva lehet, a végig *hengeres* hosszmetszettel a kavitáció miatt a továbbiakban nem foglalkozunk. A *konfúzoros-diffúzoros (Ksd)* opcióval a jövőben érdemes lehet vizsgálatot végezni, a *Ks fúvókával* megegyező kúposágú szűkülő, majd azonos mértékű táguló kialakítással, ugyanakkora legszűkebb keresztmetszetre vonatkozóan, valamint nagyobb belépő él lekerekítésével, a kavitáció teljes kiküszöbölése érdekében és a szimmetrikus kép eléréseért.

#### KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ez a munka az AVL Fire szimulációs környezetben készült, melyért köszönet illeti az AVL List GmbH-t a szoftver rendelkezésre bocsátásáért.

#### FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Zöldy, M. (2019). Investigation of Correlation Between Diesel Fuel Cold Operability and Standardized Cold Flow Properties. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. <https://doi.org/10.3311/PPtr.14148>
- [2] Flaig U., Polach W., Ziegler G.: Common Rail System (CR-System) for passenger car DI Diesel engines; experiences with applications for series production projects. SAE Paper 1999-01-0191; 1999
- [3] Lakatos I, Nagyszokolyai I: Gépjármű-környezetvédelmi technika és diagnosztika II. Győr, Magyarország: Minerva-Sop Bt. (1998) , 127 p. ISBN: 9639056162
- [4] Zöldy M “Bioethanol-biodiesel-diesel oil blends effect on cetane number and viscosity,” in 6th Int. Coll. 2007, p. 235
- [5] Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Pub. 1988, ISBN 007028637X.
- [6] Hiroyashu H., Arai M.: Structures of fuel spray sin Diesel engines. SAE Paper 900475, 1990
- [7] Siebers D.I.: Scaling liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays based on mixing limited vaporization SAE Paper 1999-01-0528, 1999
- [8] Vass S., Németh H.: Diesel porlasztó fúvókák geometriai kialakításának hatása az áramlásra, összehasonlítás numerikus szimulációk segítségével