

FALTIN ZSOLT\* – BENEDA KÁROLY\*\*

# A HATÁRRÉTEG KEZELÉSÉNEK KÍSÉRLETI TESZTELÉSE SZIMULÁCIÓS PROGRAM SEGÍTSÉGÉVEL

**ÖSSZEFOGLALÁS:** A centrifugális kompresszorok csak üzemidejük töredékében működhetnek optimális körülmények között, emiatt mindenképpen indokolt azok instabil üzemiállapotainak vizsgálata. A határréteg elszívása vagy elvezetése, valamint a turbulens határréteg lefűvése már több évtizede alkalmazott, kipróbált technológiának számít a repülésben és más, áramlástechnikai gépeket alkalmazó iparágban. A határréteg turbulenssé tétele az abban megvalósított impulzuscsere által azonban összetettebb folyamat, amely az új áramlási szimulációs eszközök segítségével jól megfigyelhetővé, illetve számíthatóvá vált. Jelen tanulmányban egy új pompázsvédelmi rendszer numerikus áramlási szimulációs módszerekkel történő vizsgálatának eredményeit publikálják a szerzők.

**KULCSSZAVAK:** kompresszorok, pompázs, határréteg-leválás, CFD-számítás

**ABSTRACT:** Centrifugal compressors could operate at optimal circumstances in only a period of time, that is why it is very important to examine their unstable working regime. Boundary layer handling techniques like bleed air systems or blowing devices are widely used for decades in the aerospace industry and partly at turbomachines also. The third option of boundary layer control, namely the transformation of the laminar stream into turbulent flow by increasing the impulse change near the wall is a radically new idea and it has existed only in elementary considerations, because it is a very complex problem and it could not be examined by traditional equipments. Thanks to the ever-developing computer added simulation techniques in fluid dynamics these previously unmapped phenomena became visible and observable. In this article there can be found the results of such a numerical investigation.

**KEYWORDS:** compressors, surge phenomenon, boundary layer control, CFD calculation

## BEVEZETÉS

A centrifugális kompresszorok az ipar számos területén előfordulnak a földgázszállítástól kezdve a belső égésű motorok feltöltőin és a repülőgépjárművek kompresszorokozatain át, egészen a most rohamosan terjedő üzemanyagcellás hajtásrendszerek légsűrítő berendezéséig. A kompresszor üzemével kapcsolatban minden felhasználási terület esetében – a folyamatos és megfelelő állapotú közegellátás biztosítása mellett – fontos feltétel a stabil működés. Ez a földi telepítésű berendezések esetében könnyebben kivitelezhető folyamat. Ezeket a hőerőgépeket ugyanis állandó fordulatszámra tervezik, és ebben az esetben a környezeti paraméte-

rek változásán kívül nem sok minden befolyásolja a kompresszor üzemét, ami a geometriai kialakítással jól optimalizálható a legnagyobb hatásfokú működés érdekében. Járművekben, de főleg légi alkalmazások esetében jóval bonyolultabb a feladat, mivel a kompresszor üzemét a motor aktuális üzemiállapota határozza meg, de ebben az esetben legalább a levegőellátás körülményei közel azonosak. Légi eszközök esetében a kompresszor működését nemcsak a gázturbinás hajtómű aktuális üzemiállapota határozza meg, hanem a repülőgép térbeli helyzete is. Szélsőséges példa erre az állóhelyzetből maximális teljesítménnyel induló, vagy a leszállás közben, levett gázzal süllyedő repülőgép közel alaplárati



fordulatszámra üzemelő hajtóműve, amelybe ilyenkor a szükségesnél jóval nagyobb mennyiségű levegő áramlik. Ezekből a példából is látható, hogy a közlekedési eszközökben történő alkalmazásokban a centrifugális kompresszorok csak az üzemidő töredékében működhetnek a tervezési, közel optimális körülmények között. Emiatt mindenképpen indokolt az instabil üzemiállapotok vizsgálata és azok megszüntetésére alkalmas berendezések fejlesztése. A jelen tanulmányban egy lehetséges megoldás numerikus, áramlási szimulációs módszerekkel történő vizsgálatának eredményei olvashatók.

## AZ ÖRVÉNYGÉPEK ÜZEME SORÁN ELŐFORDULÓ INSTABILITÁSOK

A pompázs lényegében egy egydimenziós jelenség, amely a levegő tömegárama és nyomása ingadozásában jelentkezik az egész kompressziós rendszerre nézve. A kilengés során közeg-visszaáramlás is jelent-

1. ÁBRA. Centrifugális kompresszor szívócsatornafalában kialakított pompázskamra egy TSz-21<sup>1</sup> típusú indító gázturbina metszetén (A szerzők felvétele)

\* Tudományos segédmunkatárs, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar Repüléstudományi és Hajózási Tanszék.

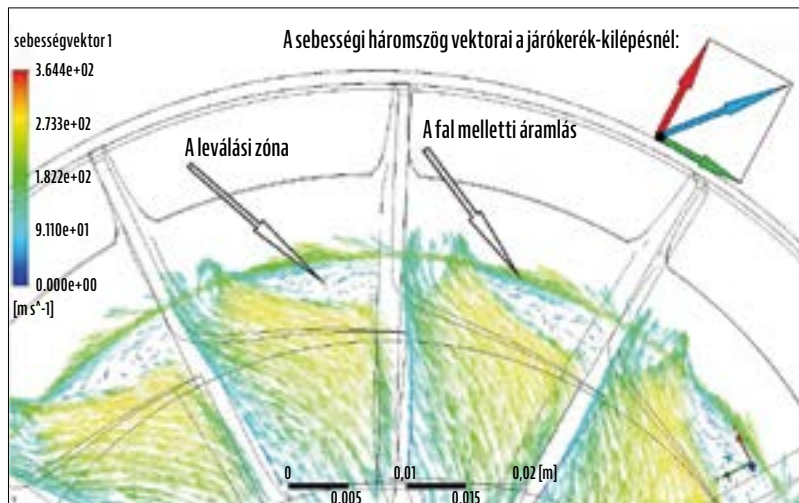
ORCID: 0000-0002-8361-1397

\*\* PhD, egyetemi adjunktus, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar Repüléstudományi és Hajózási Tanszék. ORCID: 0000-0003-1900-7934

<sup>1</sup> МКБ „ГРАНИТ”; Турбокомпрессорный Стартер ТС-21.



2. ÁBRA.  
A centrifugális kompresszor tengelyre merőleges metszeti síkjában látható áramlási kép (A szerzők szerkesztése)

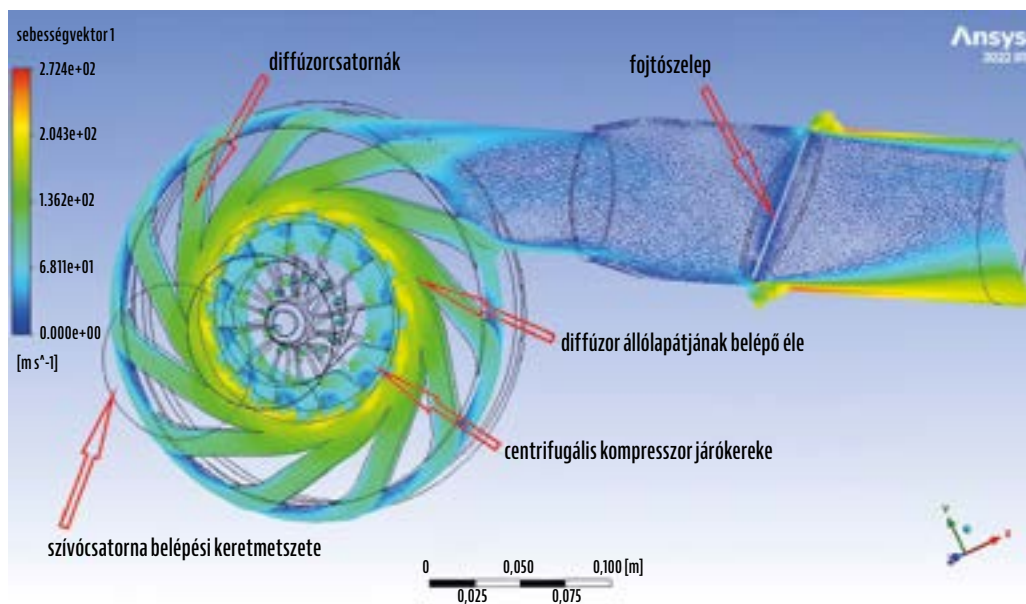


kezik, jelentős teljesítménycsökkenést kiváltva. A forgó leválás egy lokális instabilitás. Ez kisebb sebesség-ingadozással kezdődik a kompresszor egy meghatározott részénél, és kerületi irányban terjed az egész kerület mentén. [1] Kísérletek megmutatták, hogy a kompresszorpompázs jelenségét kiválthatják a járókerék bemenetén jelentkező leválások [2], de idesorolhatók az alacsony frekvenciájú lengések a diffúzorban, ahol a diffúzor lapátjain szintén jelentkezhet forgó leválás. [3] A pompázsjelenség kiváltói lehetnek még a nyomáslengések következtében jelentkező ingadozások a járókerék fordulatszámában.

következtében lecsökken a határos áramlási keresztmetszet a diffúzorcsatornában. Az áramlás ezekben a szűkülő csatornában egy kis időre felgyorsul, majd, amikor az ellennyomás elér egy kritikus szintet, akkor a közeg folytonos áramlása fokozatosan megszűnik. Azt a pillanatot, amikor a közeg a diffúzorban uralkodó ellennyomás hatására megindul visszafelé, a pompázs kezdetének nevezzük. Ezzel megkülönböztethető az instabilitások két fő ága, ugyanis, ha a leválások kialakulásakor a diffúzorban lévő ellennyomás nem növekszik tovább a kritikus szintig, akkor a leválási mező a járókerék forgási irányával ellentétes irányban, de annak szögsebességénél lassabban szintén forgásba kezd, létrehozva ezzel a forgó leválási mezőt. A forgó leválás jelensége mindaddig fennmarad,

A pompázsjelenség öt fő fázisra bontható. A tényleges folyamatot megelőzően a fokozatosan növekvő ellennyomás hatására a diffúzorban leválások keletkeznek, amelyek

3. ÁBRA.  
A numerikus szimulációhoz használt kompresszorgeometria főbb részei (A szerzők szerkesztése)



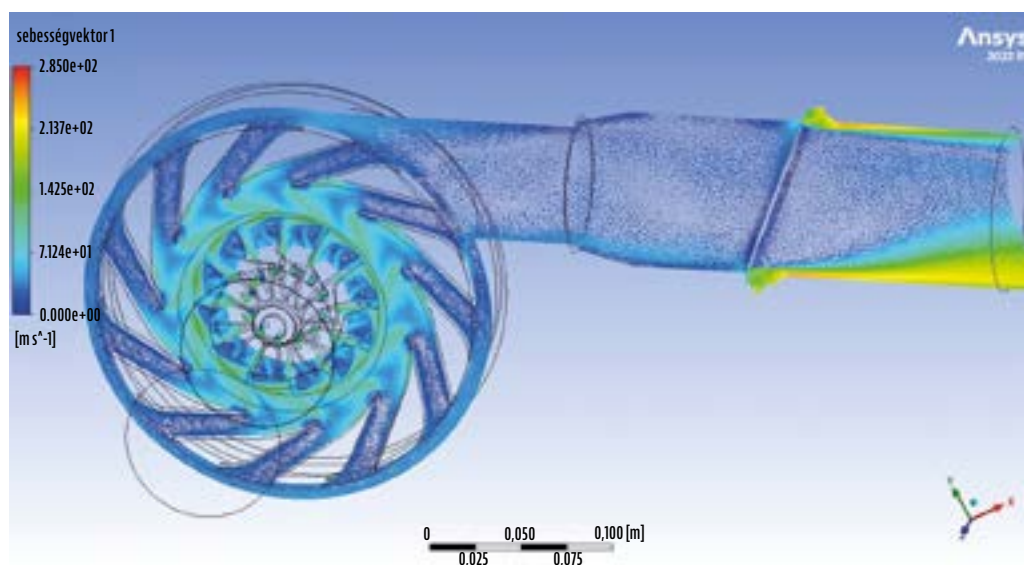
amíg a közegnek a nominálisnál nagyobb ellennyomást kell leküzdenie. Az adott fordulatszámhoz tartozó kritikus nyomásviszony felett azonban az áramlás összeomlik, és a közeg megindul visszafelé. Ez összenyomható- és összenyomhatatlan, tehát közel állandó sűrűségű közeggel dolgozó örvénygépekre általánosan érvényes jelenség, még normal üzemi körülmények között is. A centrifugális kompresszor karakterisztikájában is részben azért nem az adott állandó fordulatszámot mutató görbén elhelyezkedő legnagyobb nyomásviszonyhoz tartozik a legmagasabb hatásfokhoz tartozó üzemmód – azaz az üzemi görbe pontsora –, mert még az eredő sebességvektorok tekintetében időben állandó, azaz kvázistacionárius áramlás esetén is a nagy sebességgel forgó járókerék és az álló ház fala közötti résben már tapasztalható valamekkora visszaáramlás.

Ennek a fal mentén megjelenő kúszóáramlásnak a sebességvektorát azonban módosítja a járókerék-lapátok kilépőélén megjelenő tangenciális irányú áramlás (2. ábra), amelyet a lapátok két oldalán jelen lévő nyomáskülönbség hoz létre, azt igyekszik kiegyenlíteni. Ennek a két lapátvégi áramlásnak a szuperpozíciójából létrejövő leválások és ezeknek az áramló közeg általi tovaterjedéséből adódó örvények a hatásfok csökkenésének fő okozói az áramló közeg megnövekedett belső súrlódásából adódó hőfejlődés miatt. A járókerék-csatornákból a diffúzor felé továbbhaladó örvények a járókerék-csatornákból kilépve leszakadnak, és az áramlási mező módosításával az áramló közegnek a diffúzor állólapátosorának belépőéle felírható sebességi háromszögeket módosítják. Ezt a sebességi háromszöget a járókerék kilépési keresztmetszeténél a három felírható sebességkomponens alkotja. A 2. ábrán láthatóan a járókerék forgási sebességéből adódó érintőirányú, más néven tangenciális vektor jelenti az ún. szállító sebességet, melyet a zöld nyíl jelöl. A járókerék lapátcsatornában a lapátgeometria határozza meg az áramlás fő irányát. Amit és amelynek nagyságát a relatív sebességvektor (a piros színű nyíl) reprezentálja. A kettő összegéből adódik

a késsel jelölt abszolút sebességvektor, amely a diffúzor lapátsorára érkező áramlás irányát határozza meg.

Az optimálistól eltérő, örvényes áramlás tovább növeli a diffúzor állólapátainak belépőélén jelentkező leválásokat, amelyek a pompázs kialakulásának, azaz az áramlás összeomlásának gyújtópontjaiként definiálhatók. A harmadik fázis a visszaáramlási szakasz, amelyben az áramlás összeomlása miatt a közeg a teljes áramlási térben visszafelé áramlik. A fentebb említettek szerint ezt a diffúzor utáni szakaszban éppen jelen lévő nagy ellennyomás okozza, amely a visszaáramlással azonnal meg is szűnik, így a csökkenő ellennyomás ellenére a közeg visszaáramlása csak kis késlekedéssel szűnik meg, de a diffúzor utáni szakaszban a statikus nyomás soha nem apad a környezeti nyomás szintjére. Az ellennyomás csökkenésével azonban, mivel a kompresszor forgó járókerékében az impulzusnyomatéki tétel értelmében az energiatranszfer továbbra is fennmarad, a közeg újra áramlásnak indul a járókerék-csatornáknak. Ezt a fázist nevezzük visszatérési pontnak. Amennyiben menet közben, például egy pompázsszelep segítségével a diffúzor utáni nyomás a kritikus érték alá csökken, így a stabil áramlás fennmarad, akkor visszatérési állapotról beszélünk. Ha azonban az ellennyomás újra a kritikus szint fölé növekszik, akkor a rendszer visszatér a kiindulási fázisba, és sorrendben megisméltődnek a fenti folyamatok mindaddig, amíg az azt kiváltó hatás meg nem szűnik. A pompázsjelenség könnyen felismerhető ezekből a csillapítatlan nyomáslengésekből adódó dübögésből, és éppen ezekből a nagy amplitúdójú és frekvenciájú nyomáslengésekből adódó mechanikai terhelés az, amely a kompresszor egyes részeinek károsodásához vagy teljes meghibásodásához vezethetnek.

Légi alkalmazások esetében nem csak mechanikai károsodás során okozhat végzetes bajt a repülőgépjármű kompresszorában kialakuló pompázs. Ahogy azt a fentiekben bemutattuk, a pompázsjelenség során a kompresszorban áramló közegnek nemcsak



a mennyisége, hanem az iránya is változik, és ez a tengelyteljesítmény leadó hajtómű esetében a kimenő teljesítmény. A propulziós elven működő gázturbina esetében az ingadozás a tolóerő drasztikus csökkenését eredményezi, amely alacsony magasságon, bizonyos repülési helyzetekben, például nagy állásszögű emelkedésnél vagy kis magasságon végrehajtott, nagy állásszögű fordulóknak a repülőgépjármű áteséséhez vezethet az áramlás leválásából, valamint az ebből adódó hatásos áramlási keresztmetszet csökkenéséből következő tolóerőcsökkenés miatt. De nem csak ekkor jelenthet problémát a kompresszor-pompázs. Mivel a hajtómű kompresszorában ébredő nyomáslengések tovaterjedhetnek az égéstérre, ahol az elégtelen levegőellátás miatt módosult tüzelőanyag-levegő arány, valamint a statikus nyomás hirtelen megváltozása a láng leszakadásához vezethet. Az ilyen eset végső soron a hajtómű teljes leállítását eredményezi. Rosszabb esetben az égéstér olyan mértékben telítődik el nem égett tüzelőanyaggal, hogy az a normál üzemi hőmérsékletre felhevült égéstérben kontrollálatlanul begyullad, amely hajtóműtűzhöz vezet. Ekkor az már nem indítható újra, és emiatt a repülést mindeképpen meg kell szakítani.

#### A POMPÁZSVÉDELMI MÓDSZER ISMERTETÉSE

A pompázsjelenséget már az örvénygépek alkalmazásának kezdetén fel-

fedezték. Alfred Büchi<sup>2</sup> vetette fel a belső égésű motorok feltöltésének lehetőségét, és az 1920-as években már a szivattyúk mintájára megszülettek a levegő sűrítésére alkalmas kompresszorok is. Ezeket az eszközöket először szélesebb körben a második világháborús repülőgépek motorjainak feltöltésére használták mind mechanikus (pl. Daimler-Benz 605 típusú motor), mind az égésgázok energiatartalmának részleges hasznosításával turbófeltöltő formájában (pl. Allison V-1710), de magassági csillagmotorok esetében alkalmazták a két módszert együttesen is (pl. Pratt & Whitney R-1830-35 Twin Wasp). Ekkor a turbó centrifugális kompresszorától érkező, már egy fokozatsűrítésen átesett levegőt egy közbülső, levegő-levegő hőcserélőn (ún. inter-cooleren) átvezetve jutott a munkaközeg a csillagmotor főtengelyéről fogaskerék-áttételen keresztül hajtott mechanikus feltöltőhöz, amelyek magassági motorok esetében a különböző repülési magasságokon érvényes környezeti nyomásnak megfelelő sűrítési arány elérése érdekében többfokozatúak voltak. A pompázsjelenség kivédésére az 1920-as években csak passzív eszközök léteztek, amelyekkel a kor mérés technikája nem tette lehetővé ezeknek a nagyfrekvenciájú lengéseknek a nyomon követését a hagyományos műszerekkel. Így csak passzív módszerek születtek a kompresszor-pompázs jelenségének kivédésére,

#### 4. ÁBRA.

Az ábrán jól látható a pompázsjelenség kialakulása a numerikus szimuláció során. Emellett megfigyelhető az áramlás összeomlása a teljes geometriában (A szerzők szerkesztése)

<sup>2</sup> Alfred Büchi (1879. július 11. Winterthur, Svájc – 1959. október 27.) svájci mérnök, a turbófeltöltés feltalálója.

mint például a pompázkamra (1. ábra), amely – ahogy neve is jelzi –, tulajdonképpen üregek kialakítását jelentette a kompresszor állórészében. Ezeknek a kamráknak a belső nyílásait a kompresszor-járókeréklapátok kilépőélinek első kétharmadához közel alakították ki, ahol a korábban említetteknek megfelelően a járókeréklapátok kilépőélinekél megjelenő leválások és örvények, illetve az ellennyomás okozta visszaáramlás mértékét is csökkentették, de a fő szerepük, a pompázs, azaz a közeg tényleges visszaáramlásakor jelentkező nyomáslengések csillapítása volt.

További passzív eszközök voltak még a járókerékház falában kialakított csatornák. [4] Ezeknek létezik olyan változata is, amelynek az egyik nyílása ugyanott található, ahol a pompázkamráké, de attól eltérően ezeknek kivezetése van a járókerék belépési keresztmetszete elé, ahol a járókerék szívóhatása miatt relatív vákuum is létrejön [5], így az ún. SRBS (Self-Recirculating Bleed Slot – külső energiabevezetést nem igénylő, a közeg visszaáramlását lehetővé tevő csatornák) kialakítású járatokban a közeg áramlása jön létre a járókerék középső keresztmetszetétől kezdődően, és ezzel tulajdonképpen elszívja a lapátok kilépőélinekéről a leváló örvények nagy részét, amely így nem a járókeréklapátok szívóoldalán egyenlítődik ki. Ezek a lapátvégi örvények amellet, hogy kialakulásuk energiafelhasználással jár, amely a közeg mozgási energiájából vesz el és disszipációjuk<sup>3</sup> során a rendszer izentropikus hatásfokára<sup>4</sup> nézve káros hő szabadul fel, még jelentős mértékű hatásos áramlási keresztmetszetcsökkenést is okoznak. A levegő egy részének visszaáramol-

tatását lehetővé tevő csatornák alkalmazásával ezek a negatív hatások jelentős mértékben csökkenthetők.

Súrlódásmentes esetben, ha a munkaközeg sűrűségét állandónak vesszük, akkor az áramlás irányában növekvő keresztmetszetű csőben annak lassulásával összefüggő nyomásnövekedés a *Bernoulli-egyenlet* (1) segítségével számítható: [6]

$$(p_2 - p_1)_{ideális} = \frac{\rho}{2}(v_1^2 - v_2^2) \quad (1)$$

ahol 2-es számmal a diffúzor kilépő keresztmetszetében lévő jellemzőket, míg 1-es indexszel a belépő keresztmetszetben mérhető nyomás-, illetve sebességjellemzőket jelöltük. A nyomásnövekedés ellenében áramló folyadék esetében a súrlódás miatt a falhoz közeli rétegek nagyobb ütemben lassulnak, mint a faltól távoliak, emiatt a határréteg gyorsabban vastagodik, adott esetben leválások keletkezhetnek. Ez a jelenség figyelhető meg a járókeréklapátok (5. ábra) vagy például a repülőgépek szárnyainak kilépőélinekén, ahol az áramlás leválása és ezzel a turbulens határréteg előrekúszása a dinamikus elven keletkező felhajtóerő megszűnését is okozhatja, amely repülőgépek esetében általában nagy állásszögű manőverek esetében fordul elő. A 5. ábra képein ez a jelenség figyelhető meg egy áramlásba helyezett szárnyprofilon.

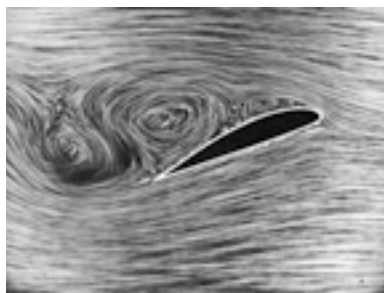
Az áramlás leválásának megakadályozása az egyszerűsített Bernoulli-egyenlet szerint úgy érhető el, hogy vagy a nyomás, vagy a sebesség változásának mértékét befolyásoljuk, aminek segítségével a határréteg minősége módosítható. A fal környezetében áramló közeg se-

bességének hirtelen megváltozását, diffúzoros jellegű áramlás esetében annak csökkenését úgy érik el, hogy változtatnak a kúpszög nagyságán, vagy repülőgépek esetében korlátozzák a szárny állásszögének nagyságát, amelynek egy bizonyos tartományon belül kell maradnia, nem érhet el egy, a szárnyprofilra jellemző maximális értéket. Csőidomok vagy járműkarosszéria-elemek kialakításánál általában nagyobb görbületi sugarú íveket, illetve módosított lekerekítéseket alkalmaznak. További lehetőség a falhoz közel áramló közegrészek sebességének növelése, aminek megvalósítására több megoldás látott napvilágot. Az első a *lelassult közegrészek eltávolítása* [6], más néven a *határréteg-elszívás* módszere, amely nagysebességű repülőgépek esetében a szívócsatorna beömlőnyílás mellett általánosan alkalmazott technológia. (6. ábra)

Másik módszer a *közegrészek gyorsítása a határrétegben*, amely történhet nagy sebességű sík levegősugar befúvásával közvetlenül a fal mellett. [6] Ez a gyakorlatban is alkalmazott megoldás repülőgépek szárnymechanizációinál, például réselt fékszárnyak esetében, ahol a fékszárnyak közötti réseken keresztül a szárny alatti áramlás át tud haladni. Ugyanezt az elvet alkalmazták a MiG-21 típusú vadászrepülőgép SzPSz-rendszerénél<sup>5</sup>, ahol a sugárhajtómű kompresszorfokozatótól elvezetett nagynyomású levegőt vezették a szárnynak, a lenyíló fékszárny-mechanizáció előtti kilépőélinekhez megelőzve ezzel a leengedett féklap irányeltereléséből adódó áramlásleválást.

További lehetőség a falhoz közeli áramlás sebességének növelésére a *határrétegben belüli impulzuscsera megvalósítása*, amely lényegében a *lamináris határréteg turbulenssétételét*, más szóval a fal melletti áramlásban a *turbulencia növelését jelenti*. [6] Ez utóbbi lehetőséget vizsgáltuk egy turbófeltöltő centrifugális kompresszorának módosításával, amely esetében a levegő visszavezetése a diffúzor utáni részből

5. ÁBRA.  
A szárny állásszögének növekedésével kialakul az áramlás leválása a szárnyprofilon [7]



<sup>3</sup> Disszipáció: a valóságos termodinamikai folyamatokban az energia egy részének elkerülhetetlenül irreverzibilis módon való hőenergiává alakulása.

<sup>4</sup> Az izentropikus kompresszor hatásfok az izentropikus munka és az aktuális adiabatikus tengelymunka hányadosa.

<sup>5</sup> Система Сдува пограничного слоя – határréteg-lefúvó rendszer.



6. ÁBRA. Határréteg-leválasztó a szívócsatorna-beömlőnyílás és a törzs közötti részen sárgával jelölve egy Saab JAS-39 Gripen C típusú repülőgép esetében (Forrás: HM Zrínyi Nkft. / honvedelem.hu)

a járókerékagyon keresztül történik közvetlenül a járókerék-csatornába. [10] (7. ábra)

A jelen kísérlet során megvizsgáltuk a fent említett módszert, amelynek fő célja a járókerék-lapátok és a munkaközeg közötti kölcsönhatás minőségének javítása által a kompresszor stabil üzemi tartományának növelése. A módszerrel ugyanúgy kontrollálhatóvá válik egyrészt a lapátok felszínén kialakuló áramlás és ez által az ott ébredő nyomás minőségének optimalizálása (*Blade Load Distribution Control*) [9], másrészt – az előbbivel szoros összefüggésben – a lapátcsatorna hatásos áramlási keresztmetszetének növelése, illetve a közeg és a szilárd fal közötti energiatranszfer minőségének javítása. Jelen esetben a közeg elvezetésnek kiindulási pontja a kompresszor diffúzora utáni rész egy pontja, ahol a közegnek a diffúzorból történő kiáramlását követően annak kinetikai energiája a sebességsökkenésből adódóan potenciális energiává alakult, azaz nyomása megnőtt. Ez ele-

gendő mértékű ahhoz, hogy a közeg külső energiabevezetés nélkül képes legyen visszaáramolni a járókerék-lapátcsatornák egyharmadánál lévő keresztmetszetbe. Ez a járókerék bevezető szakaszának vége, amelynek az a feladata, hogy a belépésnél érvényes sebességi háromszögeknek megfelelően bevezesse a közeg a járókerék azon részébe, ahol az energiatranszfer megvalósul. Előbbit az angol szakirodalom „inducer” megnevezéssel illeti, míg az utóbbi rész ténylegesen az „impeller”. Az itt bevezetett, a diffúzor utáni részből elvezetett levegő az inducer részből érkező levegővel egyesülve halad tovább, de a két áramlás sebességvektorainak (8. ábrán piros nyilakkal jelölve) eredője szerint a lapátcsatorna külső átmérőhöz közeli részében. Az inducer (1), valamint az impeller (2) belépési, illetve kilépési keresztmetszetei 1.1, 2.1 és 1.2, 2.2 jelöléssel a 8. ábrán láthatók.

Az impulzusnyomatéki tétel szerint *így nagyobb energia adható át a közegnek azonos fordulatszám és bevezetett munka esetén*, amely végső soron

az adott üzemiállapotban nagyobb nyomásnövekedés ( $\Delta p_2$ ) elérését teszi lehetővé. Az új módszer ezen hatása pontosan kimutatható volt több üzemiállapotban Ansys CFX szimulációk során, melynek eredményeit az 1. táblázat tartalmazza.

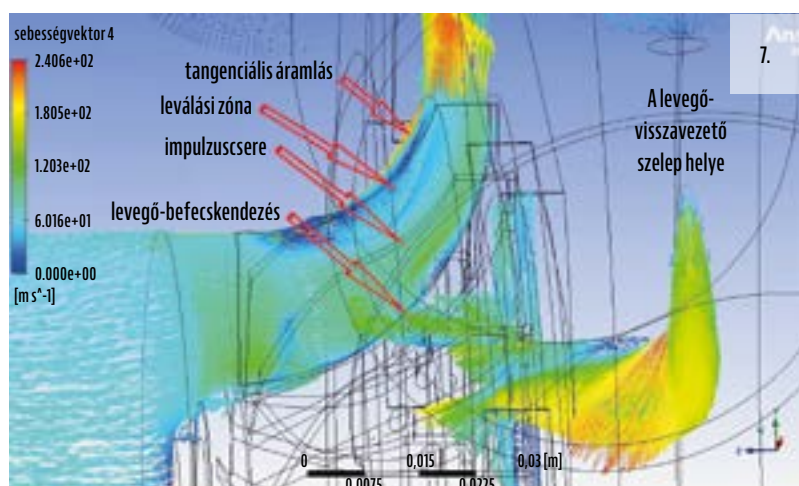
Ahogy az a táblázatból kitűnik, a közeg visszavezetésének ilyen típusú módszere nemcsak a sűrítési végnyomást növeli meg, hanem a vég-hőmérsékletét is. Ez annak tudható be, hogy a visszaáramlatott közeg merőleges irányban találkozik a lapátcsatornában érkező főáramlással, amely megnövelte a keveredő molekulák belső súrlódásából adódó hőfejlődést. A kompresszor jóságát kifejező izentropikus hatásfok képletéből (2) adódik, hogy a kilépő hőmérséklet növekedése rontja a kompresszor hatásfokát. Az izentropikus hatásfok képlete:

$$\eta_{sc} = \frac{\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{2,2}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{T_{1,1}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1} \quad (2)$$

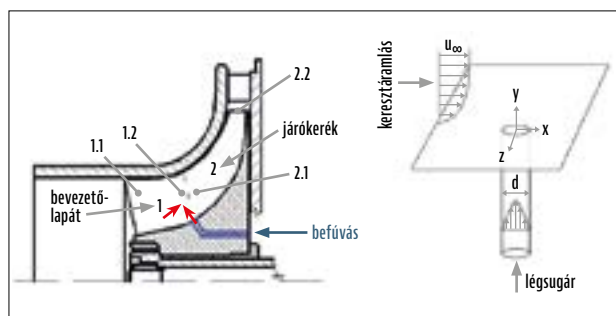
ahol  $\pi_K^*$  a kompresszor torlóponthoz viszonyított nyomásviszonya,  $T^*$  a kompresszor

7. ÁBRA. A levegőbefúvós módszerének működés közbeni megjelenítése a CFD (Computational Fluid Dynamics) szimuláció eredményei alapján (A szerzők szerkesztése)

1. TÁBLÁZAT. A levegő-visszavezetés hatása a kompresszor kimeneti jellemzőire [10]



Fordulatszám [1/f]	Szelep zárva (0) / nyitva (1)	$\Delta p_2$ [Pa]	$T_2$ [K]	$\dot{m}$ [kg/s]	$\eta_{sc}$ (-)
60 000	0	69 304,5	416,228	0,4409	0,419003
60 000	1	69 745,2	422,933	0,4481	0,398258
70 000	0	72 682,9	387,586	0,5315	0,578561
70 000	1	72 943,1	393,529	0,5388	0,543412
80 000	0	961 985	454,071	0,5685	0,413452
80 000	1	970 903	461,082	0,5752	0,398384
85 000	0	103 310	475,131	0,5853	0,384966
85 000	1	104 400	482,958	0,58816	0,371567
90 000	0	118 852	455,060	0,5932	0,485193
90 000	1	119 597	464,611	0,61042	0,459256

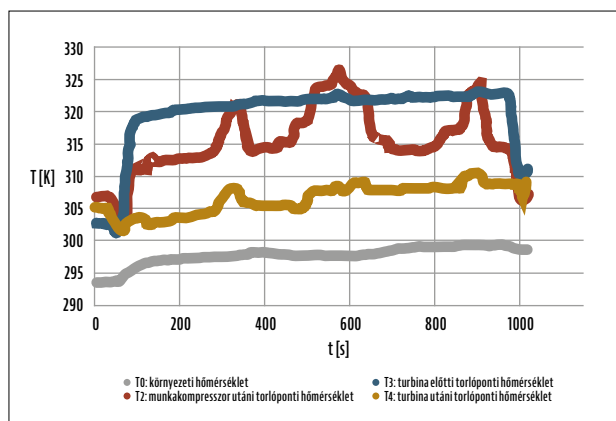


8. ÁBRA. A fal melletti főáramlásra merőleges levegő-befúvás szemléltetése (A szerzők szerkesztése)

megfelelő keresztmetszeteiben a torlóponthoz közeli hőmérséklet, míg  $\kappa$  a levegő adiabatikus kitevője.

Ez a szimuláció eredményeiből is jól látszódik. Így normál üzemi körülmények között ennek a módszernek a hatása nem hoz javulást, de más a helyzet a kompresszor instabilhoz közeli üzemi állapotai esetén. Ekkor ugyanis, ahogy azt fent említettük, a folyamatosan növekvő ellennyomás hatására egyre nagyobb mértékű visszaáramlás jelentkezik, először a kompresszor állórészének fala mentén az állórész és a forgó lapátsor kilépője közötti résnél, majd a leválások mértékének növekedésével ez a visszaáramló közeg egyre nagyobb mértékben a lapátok fala mentén átterjed a lapátcsatornába is, ahol annak hatásos keresztmetszetét jelentősen csökkenti. Ebben az esetben az áramló közeg tervezetten felüli mértékű keveredése ugyanúgy a belső sűrűdés és az ebből fakadó hőmérséklet növekedését okozza. Így a pompázjelenség beállításához közeledve a hőmérséklet drasztikus növekedése figyelhető meg. A 9. ábrán a kompresszor kilépő turbina előtti és utáni torlóponthoz, valamint a környezeti statikus hőmérsékletet is.

9. ÁBRA. A tesztberendezésen elhelyezett hőelemek adatai (A szerzők szerkesztése mérési eredményeik alapján)



motor turbófeltöltőjének forgórészén található, amelynek turbina részét egy másik, manuálisan szabályozható frekvenciaváltóval (VFC – Variable Frequency Converter) vezérelt háromfázisú indukciós motor által hajtott meg. A munkakompresszor fojtásának fokozatos növelésével párhuzamosan, folyamatosan csökkent a rajta átáramló közeget mennyiség, mely egyenesen arányos az általa felvett teljesítménnyel. Mivel az azt meghajtó, tengelyen hozzákapcsolt centripetális turbinán átáramló levegő mennyisége nem változott, így a munkakompresszor csökkenő teljesítményigényét a turbina csak a rajta megvalósuló hőesés csökkenésével egyenlítette ki. Jól megfigyelhető a 9. ábrán, hogy a turbina meghajtó kompresszortól a levegő egyenletes hőmérsékleten érkezett, így a turbina kilépő hőmérséklet növekedett az általa leadott teljesítmény csökkenésének megfelelően.

### ÖSSZEFOGLALÁS

A határreteg elszívása vagy elvezetése, valamint a turbulens határreteg lefűvése már több évtizede alkalmazott, kipróbált technológiának számít a repülésben és más, áramlástechnikai gépeket alkalmazó iparágban. A határreteg turbulenssége tétele az abban megvalósított impulzuscsussere által azonban összetettebb folyamat, amely az új áramlástan szimulációs eszközök segítségével jól megfigyelhetővé, valamint számíthatóvá vált. Ezek segítségével nyílt meg a lehetőség egy új pompázsvédelmi rendszer vizsgálatára, amely a centrifugális kompresszor diffúzorától elvezetett nagynyomású levegőnek a járókerék-csatornába történő visszavezetésével képes volt a kompresszor utáni nyomás megemelésére. A szimuláció esetében alkalmazott geometria a BME Repüléstudományi és Hajózási Tanszék laboratóriumában rendelkezésre álló turbótöltő alapján készült, így a módszert valós körülmények között is kipróbálták. A tesztek a CFX szimulációval azonos eredményt szolgáltattak, ezzel igazolódott, hogy a módszer centrifugális kompresszorokban is alkalmazható pompázsvédelmi rendszer részeként, ahol a kompresszor után mért hőmér-

séklet-változás a pompázás előjeleként a rendszer irányításának alapjául is szolgálhat.

### HIVATKOZÁSOK

- [1] Paduano, James D. et al. Modeling For Control of Rotating Stall. *Automatica*, 30. (1994), 9. pp. 1357–1373. [https://doi.org/10.1016/0005-1098\(94\)90001-9](https://doi.org/10.1016/0005-1098(94)90001-9);
- [2] Banerjee, D. et al. Investigation of Flow Field at the Inlet of a Turbocharger Compressor Using Digital Particle Image Velocimetry. *Journal of Turbomachinery*, 141. (2019), p. 12. <https://doi.org/10.1115/1.4044608>;
- [3] Xue, X., Wang, T. Experimental Study on Inducement and Development of Flow Instabilities in a Centrifugal Compressor with Different Diffuser Types. *Journal of Thermal Science*, 29. (2020), pp. 434–444. <https://doi.org/10.1007/s11630-020-1223-4>;
- [4] Shahin, I., Alqaradawi, M., Gadala, M., Badr, O. Large eddy simulation of surge inception and active surge control in a high speed centrifugal compressor with a vanned diffuser, *Applied Mathematical Modelling* 40 (2016), 10404–10418. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2016.07.030>;
- [5] Tamaki, H., Zheng, X., Zhang, Y. Experimental Investigation of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor With Axisymmetric and Nonaxisymmetric Recirculation Device, *ASME Journal of Turbomachinery*, Volume 135, Issue 3, May 2013. <https://doi.org/10.1115/1.4007579>;
- [6] Lajos Tamás. *Az áramlástan alapjai. Előadási jegyzet.* Budapest, 1992; <https://eaglepubs.erau.edu/introductiontoaerospaceflightvehicles/chapter/maximum-lift-stalling-spinning/> (Letöltve: 2024.3.20.);
- [7] Shahrokhi, S. S., Taeibi Rahni, M., Akbari, P. Aerodynamics design of a double slotted morphed flap airfoil – a numerical study, *Frontiers in Mechanical Engineering*. <https://doi.org/10.3389/fmech.2024.1371479>;
- [8] Beneda, K. Numerical simulation of MEMS-based blade load distribution control in centrifugal compressor surge suppression, *AIP Conference Proceedings*, Volume 1493, Issue 1, (2012), pp. 116–123., 6 November 2012. <https://doi.org/10.1063/1.4765479>;
- [9] Faltin, Zs., Beneda, K. „Combined Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor with Surge Suppression Holes at the Impeller Hub.” *Acta Polytechnica Hungarica* 21.8 (2024): 29–46.