

ИЗСЛЕДВАНЕ НА КОНСТРУКЦИЯТА НА КОМПРЕСОРНО КОЛЕЛО НА ТУРБОКОМПРЕСОР ЧРЕЗ ИЗПОЛЗВАНЕ НА SOLIDWORKS FLOW SIMULATION

Таня Г. Аврамова

РЕЗЮМЕ — В настоящата статия е заложено изследване влиянието на изменението на конструкцията на компресорно колело от турбокомпресор върху мощността, която той осигурява. Направени са два модела на компресорно колело с различна конструкция, чието влияние върху мощността е изследвано чрез симулационен анализ с помощта на програмния продукт SolidWorks Flow Simulation. Получените резултати са сравнени и анализирани и доказват ползата от новата конструкция на компресорното колело.

Ключови думи: компресорно колело, турбокомпресор, флуиден анализ

STUDY OF DESIGN OF TURBOCHARGER COMPRESSOR WHEEL USING SOLIDWORKS FLOW SIMULATION

Tanya G. Avramova

ABSTRACT— This paper shows the impact of changing the turbocharger compressor wheel design on the power it provides. Two compressor wheel models of different design are made, the power impact of which is studied by simulation analysis using the SolidWorks Flow Simulation software. The results obtained are compared and analyzed and demonstrate the benefits of the new compressor wheel design.

Keywords: compressor wheel, turbocharger, fluid (flow) analysis

1. ВЪВЕДЕНИЕ

В днешно време производителите на автомобили трябва да се съобразяват с много строги изисквания за екологичност, безопасност, икономичност, мощност и удобство. С все по-стриктни емисионни стандарти и при търсенето на по-малки и същевременно по-мощни двигатели се вижда, че турбокомпресорите (т. нар. „Турбо“) играят все по-съществена роля. Оптимизацията на механиката и приложението на електрониката в двигатели с вътрешно горене разширява техните възможности все повече и повече. Допълнително предимство е изпълнението на все по-стриктните емисионни изисквания. Бъдещите стандарти ще са почти непостижими за двигатели със сегашния работен обем. Турбокомпресорът може да предложи решение в тази посока (Bell, 1997).

Турбокомпресорите се използват все повече в съвременните автомобили (Turbo's Noet Bulgaria Ltd, 2017). Тяхното предимство, да изкарат голяма мощност от малък по обем

двигател, ги прави особено предпочитани от инженерите (Graham, 1997). Именно това е причината непрестанно да се работи в областта за развитие на турбокомпресорите в посока на непрестанното му подобряване и допълнително повишаване на мощността. Един от начините за повишаване на мощността е промяна на конструкцията на компресорното колело на турбокомпресора.

В помощ на инженерите тук идват различни софтуерни продукти за анализи, които биха дали информация как се изменят търсените параметри при изменение на конструкцията на компресорното колело, без да е необходимо да бъдат вложени много средства за реална изработка на всички възможни конструкции и тяхното изследване.

В настоящата разработка се предлага изследване на различна от стандартната конструкция на компресорно колело на турбокомпресор за повишаване на мощността чрез използване на SolidWorks Flow Simulation.

2. ПРОЕКТИРАНЕ НА КОНСТРУКЦИЯТА НА КОМПРЕСОРНОТО КОЛЕЛО

Преди да бъде пристъпено към провеждане на теоретичните симулационни изследвания са изпълнени следните две задачи:

- Моделирани са сравняваните конструкции на компресорните колела;
- Изчислен е т.нар. „Trim“ (надлъжния наклон) на турбинното и компресорното колело.

За базова конструкция на компресорно колело от центробежен тип е избран турбокомпресор за четиритактов двигател с принудително пълнене на американска компания за производство на турбокомпресори - Гарет. Моделът на турбокомпресора е „GT2860R“ (фиг.1) (turbobygarrett, 2018), предназначен за четиритактов бензинов двигател с обем между 1.8 и 3.0 литра и потенциална мощност от 150 до 310 конски сили.



Фиг.1 Турбокомпресор „GT2860R“ на фирма Гарет

Главината на компресорното колело се състои от сложна геометрична форма (фиг.3 и фиг.4), тъй като тя трябва да осигурява засмукване на необходимото количество въздух и правилното функциониране на компресорната част. В долната си част представлява диск, а горната е с конусовидна форма. Височината на модела е 24,5 [mm], горната част е с диаметър Ø13 [mm], а долната част, т.нар. диск, е с диаметър Ø60,1 [mm] и дебелина 1 [mm]. Между тях е сключена кръгова дъга с радиус R23 [mm], която оформя профила на главината (или т.нар. профил на основата) на компресорното колело. В долната си част, между Ø33 [mm] и Ø14 [mm] с радиус между тях R22 [mm] и височина 2 [mm] компресорното колело е с уякчен гръб, който я усилва.

Лопатките са разположени радиално на оста на компресорния ротор, за да могат да осигурят засмукването на въздуха. Основните, по-големи, са 6 на брой (фиг.3) и сключват

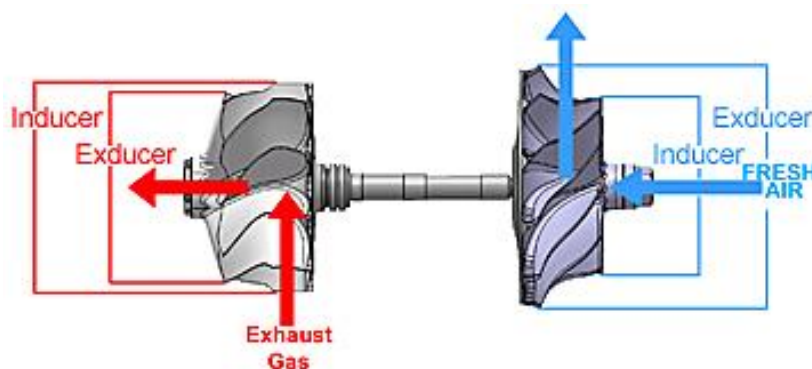
ъгъл 60° една спрямо друга. Долната им част е вертикална спрямо основата на компресорното колело и са с височина 5 [mm] измерена от т.нар. диск и ъгъл 28° спрямо оста на въртене. Височината им е 21,5 [mm], дебелината е 1,2 [mm], а закръглението на лопатката е с радиус R27 [mm].

При разглежданата конструкция има и по-малки, второстепенни, лопатки разположени между по-големите, които също са 6 на брой. Тяхната роля е да осигуряват по-голям дебит въздух. Разстоянието между основните и второстепенните лопатки е 30° . При типичните компресорни колела по-малките лопатки копират геометричната форма на по-големите, с разлика във височината, която е 14,5 [mm] (фиг.4).

За да се определи Trim или т. нар. надлъжен наклон е необходимо да се въведат и обяснят следните понятия:

- Диаметър на региона, в който въздуха постъпва в турбинното и съответно компресорното колело на турбото се нарича Inducer (Inducer Diameter) (фиг.2) (turbobygarrett, 2018);

- Диаметър на региона, в който въздуха напуска турбинното и съответно компресорното колело на турбото се нарича Exducer (Exducer Diameter) (фиг.2) (turbobygarrett, 2018).



Фиг.2 Inducer и Exducer на турбинното и компресорното колело

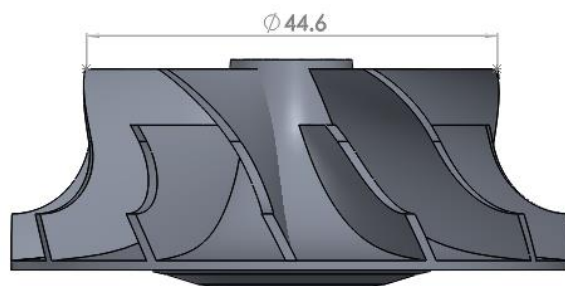
Inducer при компресорното колело е по-малкия диаметър, а при турбинното колело е по-големия. Exducer е съответно обратното.

Trim (надлъжния наклон) представлява съотношение между Inducer и Exducer, което се изчислява чрез математическата зависимост:

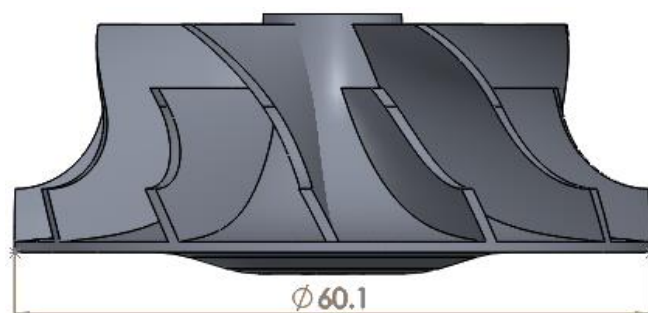
$$Trim = \left(\frac{Inducer^2}{Exducer^2} \right) * 100 \quad (1)$$

Компресорното колело с базова конструкция е с т. нар. Inducer Diameter – диаметър на зоната, в която въздухът постъпва в компресорното колело. В този случай диаметърът е размер $\varnothing 44,6$ [mm](фиг.3).

При базовата конструкция на компресорното колело се обособява и т. нар. Exducer Diameter – диаметър на зоната, в която въздухът напуска компресорното колело. При този диаметър размерът е $\varnothing 60,1$ [mm](фиг.4).



Фиг.3. *Inducer Diameter* (диаметър на зоната, в която въздухът постъпва в компресорното колело)



Фиг.4 *Exducer Diameter* (диаметър на зоната, в която въздухът напуска компресорното колело)

Съгласно зависимост (1) се изчислява т.нар. Trim (надлъжния наклон) на компресорното колело или съотношението между Inducer и Exducer на компресорното колело е:

$$Trim = \left(\frac{44.6^2}{60^2} \right) * 100 = 55 \quad (2)$$

При проектирането на модифицираното компресорно колело се използват основните размери на базовото компресорно колело. Подобрената конструкция на компресорното колело е предвидено за изработване по нова съвременна технология само с механична обработка, без отливане. Това позволява увеличаване на всмукателната способност и нагнетяването на въздуха.

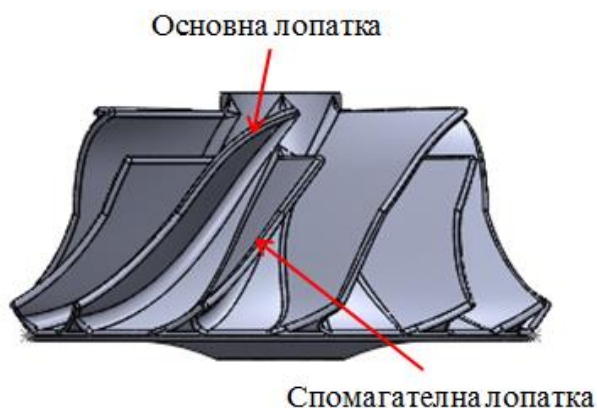
Формата на главината на компресорното колелото с нова геометрия е близка до тази на разгледаното вече по-горе такова. Височината се увеличава до 26 [mm], диаметърът на конусовидната част е същият, като на базовия модел Ø13 [mm]. Диаметърът на диска е намален до Ø55 [mm], с цел по-голям надлъжен наклон (Trim), а дебелината му е запазена на 1 [mm]. Ъгълът на закръгление на конусовидната част е R26 [mm].

Профилът на лопатките е с по-сложна геометрична форма от базовия модел, целта, на която е да осигури по-голям дебит на турбокомпресора при същите обороти на въртене на вала, т.е. да доведе до повишаване на к.п.д. на турбокомпресора, постигане на по-висока мощност и по-висок въртящ момент на четиритактовия двигател с принудително пълнене.

Компресорното колело с подобрена геометрия показано на фиг.5 е съставено от основни и спомагателни лопатки. Основните са проектирани със сложен профил с два участъка: засмукващ и нагнетателен.

Основните лопатките са разположени радиално на оста на компресорния ротор, за да

могат да осигурят засмукването на въздуха и са общо 6 на брой. Сключват ъгъл 60° една спрямо друга.

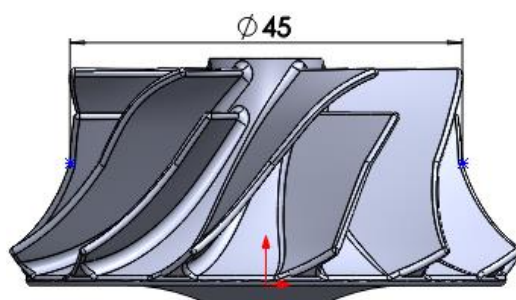


Фиг.5 Основна и спомагателна лопатка на компресорното колело с подобрена геометрия

Целият профил представлява „S”-образна крива, която е с обща дължина 44 [mm] и кръгови дъги в двата ѝ края R19 [mm], като височината е 25 [mm]. Разликата с базовия модел идва от допълнителната кръгова дъга в основата на главината (т. нар. диск), както и от намаления размер на радиуса на кръговата дъга в конусовидния участък на главината. Това осигурява получаването на аеродинамичен профил на основната лопатка и по-голямо количество всмукан въздух.

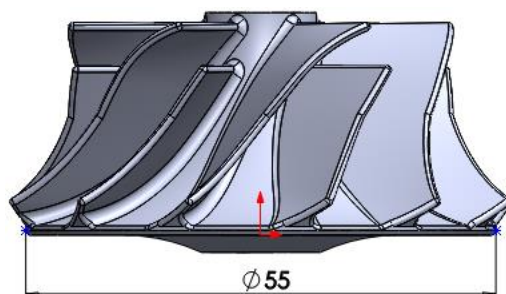
В най-издадената си част компресорните лопатки са проектирани по т.нар. технология „Extended Tip Technology“ (б.п. издължен тип), патентована от водещият производител на турбокомпресори “Borg Warner“ (BorgWarner Turbo Systems, 2011). В края си лопатките на компресорното колело са удължени, така турбонагнетателя генерира по-голям дебит (между 10% и 25%).

Регионът, в който въздухът постъпва в модифицираното компресорното колело на турбокомпресора, наречен Inducer Diameter, е с размер на диаметър $\varnothing 45$ [mm] (фиг.6).



Фиг.6 Inducer Diameter на компресорното колело с модифицирана геометрия

Регионът, в който въздухът напуска компресорното колело с подобрена геометрия, наречен Exducer Diameter, е с диаметър $\varnothing 55$ [mm] (фиг.7);



Фиг.7 Exducer Diameter на компресорното колело с подобрена геометрия

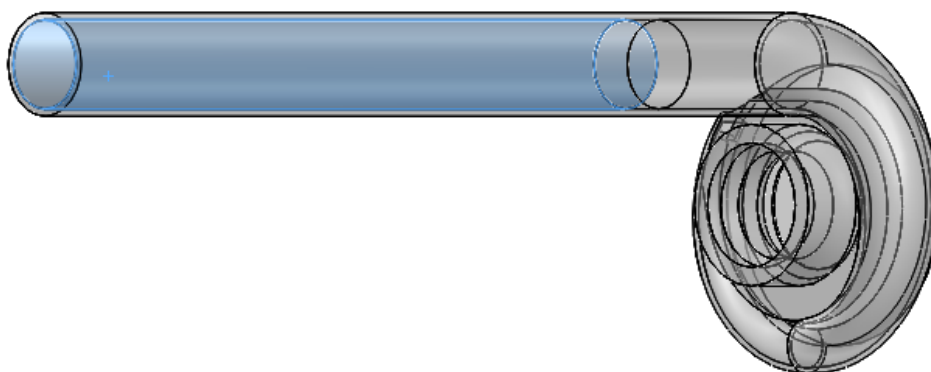
Съотношението между т. нар. Inducer и Exducer, описани подробно в края на първа глава, наречено Trim (б.п. надлъжен наклон), се изчислява за компресорното колело с подобрена геометрия съгласно математична зависимост (1) и е:

$$\text{Trim} = \left(\frac{45^2}{55^2} \right) * 100 = 67 \quad (3)$$

3. ПРОВЕЖДАНЕ НА СИМУЛАЦИОНЕН АНАЛИЗ

За провеждането на флуиден анализ е необходимо създаването на опростен модел на т.нар. „Компресорна спирала“ на избрания модел турбокомпресор „GT2860R“ по базови размери от производителя “Garrett”.

За стабилизиране на налягането и скоростта на флуида в изхода на компресорната спирала, е построено допълнително тяло (обозначено със син цвят на фиг.8) с дължина 351 [mm] и вътрешен диаметър Ø38,1 [mm].



Фиг.8 Опростен модел на компресорна спирала и допълнителен компонент

Дефинирани са параметрите на първоначалните условия по подразбиране: стандартното атмосферно налягане е прието за равно (точно) на 1013,25 [hPa] (1 [hPa] = 100 [Pa]), а първоначалната температура на флуида е 293,2 [K] (20,05°C).

Регионът на ротация е тяло създадено с окончателните размери на компресорните колела. Ъгловата скорост на въртене е подбрана от работната характеристика на турбокомпресор „GT2860R“ (turbobygarrett, 2018), като стойността варира в три режима на работа, а за получаването им се използва зависимост (4) (lucidarme, 2018; rally-club, 2018):

$$\omega[\text{rad. s}^{-1}] = \frac{2\pi}{60} \cdot N[\text{rpm}] \quad (4)$$

Режим на максимални работни обороти: 154000 [min-1]

$$\frac{6,28318}{60} \cdot 154000 = 16126,84 [\text{rad/s}] \quad (5)$$

Режим на средни работни обороти: 116000 [min-1]

$$\frac{6,28318}{60} \cdot 116000 = 12147,49 \text{ [rad/s]} \quad (6)$$

Режим на ниски работни обороти: 56000 min⁻¹

$$\frac{6,28318}{60} \cdot 56000 = 5864,31 \text{ [rad/s]} \quad (7)$$

Поради изключително високата ъглова скорост на ротация на компресорното колело, физическото време, за което се провежда анализа е 1 [s].

Налягането във всмукателният регион на компресора е намалено с 37,5%, поради съпротивлението на въздушният филтър, въздушната кутия и въздуховодите (avtocalog, 2018). Като зададеното налягане във всмукателния регион на компресора е 63328,125 [Pa], т.е. избраното по подразбиране (101325 [Pa]) се намалява с 37,5%. Това налягане се задава на входа на компресорната спирала.

Изпускателният регион на компресора е зададен в края на допълнително построеното тяло към компресора (фиг.8). Налягането е стандартното атмосферно налягане 101325 [Pa].

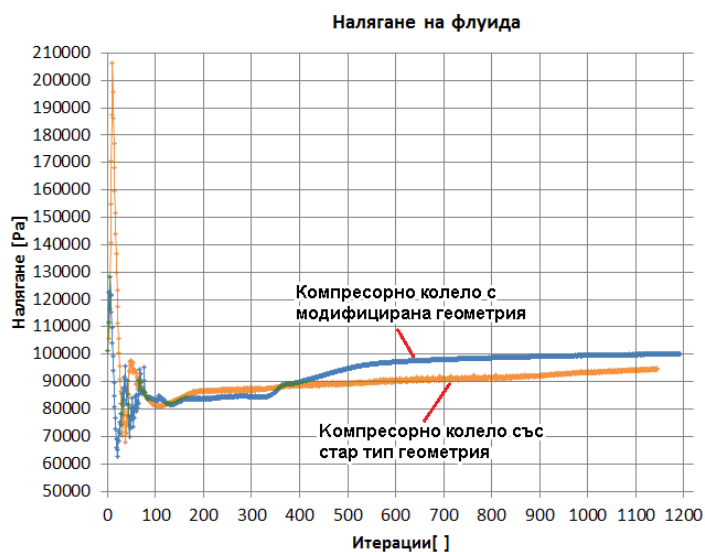
3. РЕЗУЛТАТИ

След провеждането на двата флуидни анализа е направена съпоставка между получените резултати. Това дава възможност да се потвърди положителното влияние на подобрената геометрия на компресорното колело върху мощността на турбокомпресора.

3.1 Резултати за налягането от проведените флуидни анализи при ъглова скорост 5864 [rad/s]

След анализ на графиката показана на фиг.9, при която е направено съпоставяне на резултатите от двата проведени анализа, може да се направи констатация, че има пошиване на налягането на компресорното колело с модифицирана геометрия със средно 6% спрямо компресорното колело със стар тип геометрия.

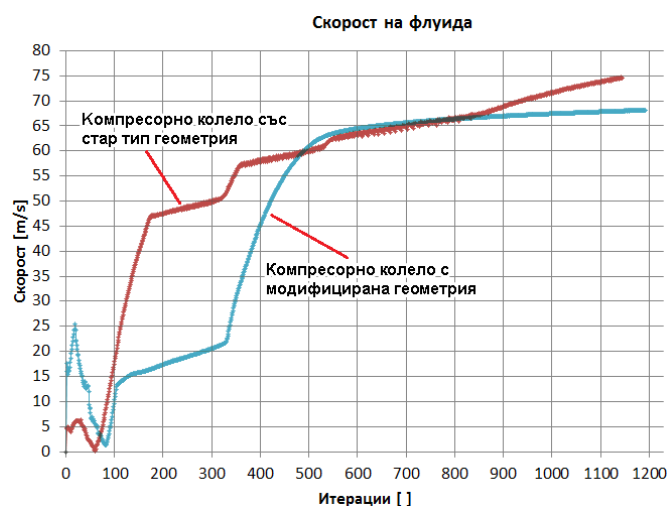
Освен това другото, което се вижда е плавността на двете графики, получени при двата анализа (фиг.9). Това показва равномерна работа, която се изисква при работата на компресорните колела и е крайна цел на производителите на такъв тип детайли.



Фиг.9 Графика, показваща резултатите за налягането след анализ на двата типа компресорно колело при ъглова скорост 5864 [rad/s]

3.2 Резултати за скоростта на флуида от проведените флуидни анализи при ъглова скорост 5864 [rad/s]

Анализът на графиката показана на фиг.10, която дава информация за резултатите от флуидните анализи на двете геометрии на компресорните колела, дава основание да се направи извода, че скоростта на флуида на компресорното колело със базов тип геометрия е повишена средно с 9% спрямо компресорното колело с нова геометрия.



Фиг.10 Графика, показваща резултатите за скоростта на флуида при ъглова скорост 5864 [rad/s]

3.3 Резултати за налягането от проведените флуидни анализи при ъглова скорост 12147 [rad/s]

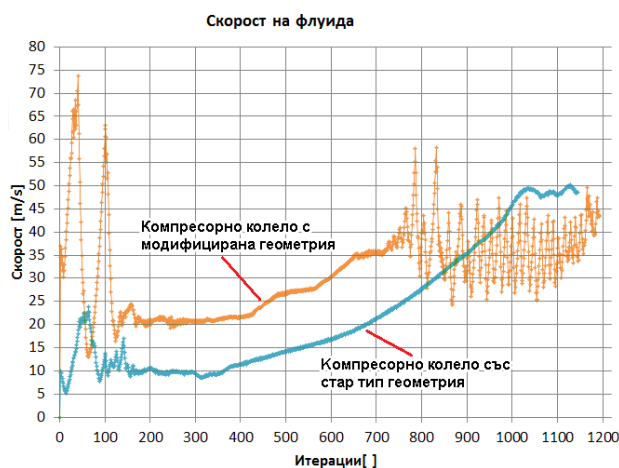
Графиката на фиг.11, показва резултатите за налягането получени след флуиден анализ на базовата и модифицирана геометрия на компресорно колело за турбокомпресор. Анализът на тези резултати показва, че повишаването на налягането на компресорното колело с нова геометрия е средно 12% спрямо налягането на компресорното колело със базова геометрия.



Фиг.11 Графика, показваща резултатите за налягането след анализ на двата типа компресорно колело при ъглова скорост 12147 [rad/s]

3.4 Резултати за скоростта на флуида от проведените флуидни анализи при ъглова скорост 12147 [rad/s]

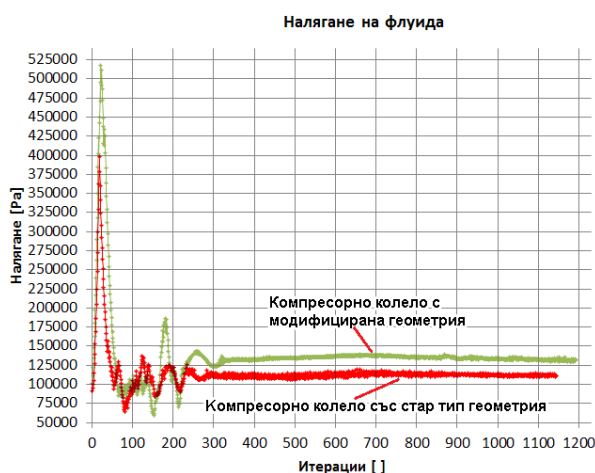
След анализ на резултатите за скоростта на флуида при ъглова скорост 12147 [rad/s] показани на графиката на фиг.12 се констатира, че скоростта на флуида на компресорното колело със базов тип геометрия е по-висока средно с 17% спрямо скоростта на флуида на компресорното колело с нова геометрия.



Фиг.12 Графика, показваща резултатите за скоростта на флуида от анализите на двете геометрии на компресорните колела при ъглова скорост 12147 [rad/s]

3.5 Резултати за налягането от проведените флуидни анализи ъглова скорост 16126 [rad/s]

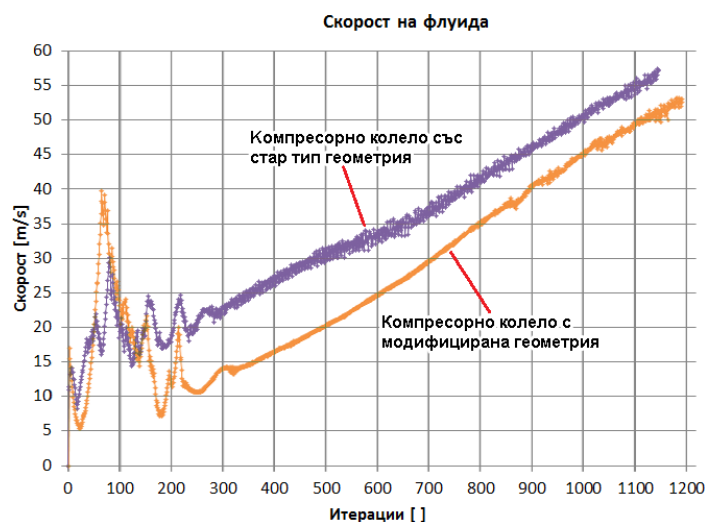
На фиг.13 е показана графика, отразяваща сравнението на резултатите за налягането получени след проведен флуиден анализ на компресорно колело със стандартна геометрия и подобрена геометрия. Анализът на тази графика дава основание да се направи извод, че налягането на флуида на компресорното колело с подобрена геометрия е по-високо средно с 18% от налягането на флуида на компресорното колело със стар тип геометрия.



Фиг.13 Графика, показваща резултатите за налягането след анализ на двата типа компресорно колело при ъглова скорост 16126 [rad/s]

3.6 Резултати за скоростта на флуида от проведените флуидни анализи при ъглова скорост 16126 [rad/s]

След анализ на графиката на фиг.14, показваща резултатите от флуиден анализ на два вида геометрия на компресорното колело при ъглова скорост 16126 [rad/s], може да се направи констатацията, че скоростта на флуида на компресорното колело със стар тип геометрия е по-висока средно с 10% спрямо скоростта на флуида на компресорното колело с модифицирана геометрия.



Фиг.14 Графика, показваща резултатите за скоростта на флуида при ъглова скорост 16126 [rad/s]

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От проведените флуидни анализи на двете геометрии и получените резултати могат да се направят следните обобщения:

- Има пошиване на налягането на компресорното колело с подобрена геометрия със средно 6% спрямо компресорното колело със стар тип геометрия при ъглова скорост 5864 [rad/s];
- Скоростта на флуида на компресорното колело със стар тип геометрия е повишена средно с 9% спрямо компресорното колело с подобрена геометрия при ъглова скорост 5864 [rad/s];
- Повишаването на налягането на компресорното колело с модифицирана геометрия е средно 12% спрямо налягането на компресорното колело със стар тип геометрия при ъглова скорост 12147 [rad/s];
- Скоростта на флуида на компресорното колело със стар тип геометрия е по-висока средно с 17% спрямо скоростта на флуида на компресорното колело с подобрена геометрия при ъглова скорост 12147 [rad/s];
- Налягането на флуида на компресорното колело с подобрена геометрия е по-високо средно с 18% от налягането на флуида на компресорното колело със стар тип геометрия при ъглова скорост 16126 [rad/s];
- Скоростта на флуида на компресорното колело със стар тип геометрия е по-висока средно с 10% спрямо скоростта на флуида на компресорното колело с модифицирана

геометрия при ъглова скорост 16126 [rad/s].

Като обобщение може да се каже, че мощността на модифицираното компресорно колело е с около 12 % по-голяма отколкото мощността на компресорно колело със стандарта геометрия. Това потвърждава големия принос, който имат софтуерните продукти като SolidWorks Simulation Flow, в намаляването на разходите в етапа на проектиране, изпитание и анализ на различни обекти, както и ускоряването на процеса по производство на същия.

6. ЛИТЕРАТУРА

Е-journal статия

<http://turbobygarrett.com> Accessed on [2018-08-20]

<http://site.rally-club.bg> Accessed on [2018-08-20]

<http://avtocalog.org/> Accessed on [2018-08-20]

<http://www.lucidarme.me/> Accessed on [2018-08-20]

Книга

Bell K. (1997), Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems, „Bentley Publisher”, Massachusetts Avenue Cambridge

BorgWarner Turbo Systems (2011), Performance Turbocharger Catalog, Auburn Hills

Graham Bell A. (1997), Modern Engine Tuning, „Haynes Publishing“

Turbo's Hoet Bulgaria Ltd (2017), Каталог, Turbo's Hoet Bulgaria Ltd, София