

Теоретично и експериментално изследване на газодинамичните процеси в пълнителния тръбопровод на бензинов двигател с вътрешно горене

инж. Пламен Пунов, Технически Университет – София, Катедра ДАТТ

Извършено е изследване на газодинамичните процеси в пълнителния колектор на бензинов двигател с вътрешно горене с помощта на разработен математичен модел описващ неустановено едномерно течение в пълнителния тръбопровод. Получените резултати са съпоставени с експериментално измерени стойности на налягането в една точка от тръбопровода в режим на пълно натоварване на двигателя и различни честоти на въртене.

1. Въведение.

Повишаването на мощностните показатели на бензиновите двигатели си остава една от основните задачи пред инженерите в областта на двигателите с вътрешно горене. През последните години се наблюдава тенденция не само към повишаването на максималната стойност на мощността, а и към повишаването и в широк честотен диапазон. Това подобрява външната честотна характеристика, позволява опростяване на трансмисията на транспортните средства и разширява работното поле с минимален специфичен разход на гориво на двигателя. При бензиновите двигатели повишаването на мощностните показатели основно се постига чрез повишаване на коефициентът на пълнене. Коефициентът на пълнене е показател за качеството на газообменните процеси и основно зависи от газодинамичните процеси в колекторите. В конструкциите на съвременните двигатели се използват различни видове системи за изменение на някои конструктивни параметри (дължина на пълнителния тръбопровод, обем на общата част на колектора и законите за движение на клапаните), целящи повишаване коефициентът на пълнене чрез промяна начина на протичане на газодинамичните процеси в пълнителните колектори. За да се оптимизира работата на тези системи и процеса на конструиране на елементите от системите за газообмен е необходимо задълбочено да се познава характера на движението на работното вещество в пълнителните тръбопроводи. Моделирането на газодинамичните процеси в колекторите се превръща в неразделна част от цялостния процес на математично моделиране на работните процеси на двигателите с вътрешно горене.

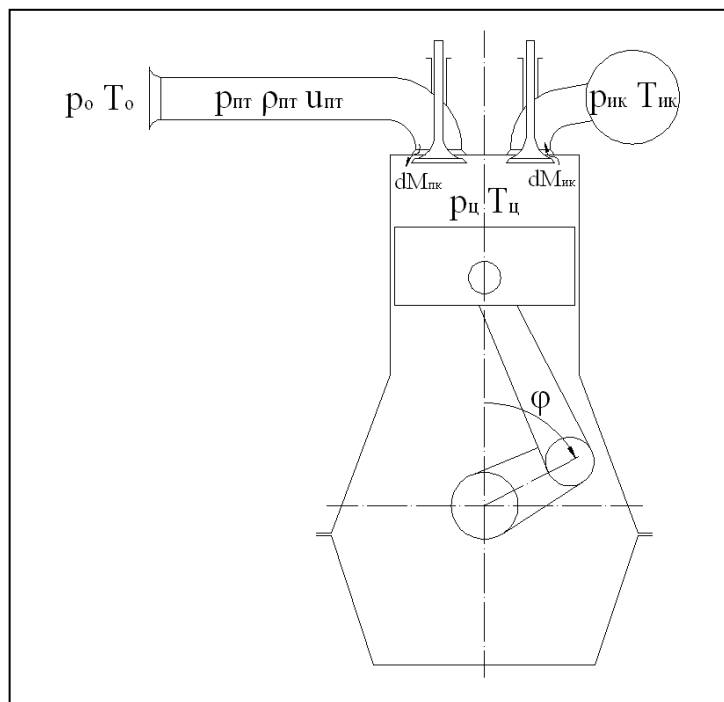
В тази връзка целта на настоящата публикация е оценка на достоверността на предложени математичен модел за изчисляване параметрите на работното вещество в пълнителния тръбопровод чрез съпоставяне на резултатите с тези получени по експериментален път.

2. Теоретична постановка.

При съставяне на математичният модел описващ процесите в пълнителния колектор на двигателите с вътрешно горене е използван модел на двигателя показан на *фиг. 1*. За целите на моделирането е използван едноцилиндров бензинов двигател, с един пълнителен и един изпускателен клапан. Пълнителната

система на двигателя за максимално опростяване е съставена от индивидуален пълнителен тръбопровод.

След задълбочено проучване на методите за моделиране на процесите в пълнителните тръбопроводи [1,2,5], е използван математичен модел, който описва неустановено едномерно течение на реален флуид. Определянето на параметрите в цилиндъра на двигателя се осъществява с математичен модел базиран на първия принцип на термодинамиката за отворена термодинамична система. За определяне на параметрите в граничните точки на пълнителния тръбопровод се използват гранични условия, които дават връзка между параметрите в тръбопровода и околната среда от едната страна и цилиндъра от другата страна. Също така с помощта на граничните условия се определя и скоростта на изтичане през пълнителния клапан.



Фиг. 1. Модел на пълнителния тръбопровод на едноцилиндров бензинов двигател

2.1. Математичен модел описващ движението на работното вещество в пълнителния колектор.

Движение на работното вещество в пълнителния тръбопровод може да бъде описано чрез уравненията за непрекъснатостта, за движение, и съхранение на енергията, записани за едномерен поток в следния вид:

$$(1) \quad \frac{\partial \rho_{пт}}{\partial t} + u_{пт} \frac{\partial \rho_{пт}}{\partial x} + \rho_{пт} \frac{\partial u_{пт}}{\partial x} = 0$$

$$(2) \quad \frac{\partial u_{пт}}{\partial t} + u_{пт} \cdot \frac{\partial u_{пт}}{\partial x} + \frac{1}{\rho_{пт}} \cdot \frac{\partial p_{пт}}{\partial x} + \frac{1}{2} \cdot u_{пт} \cdot |u_{пт}| \cdot f_{пт} \cdot \frac{4}{d_{пт}} = 0$$

$$(3) \quad \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_{пт} \cdot \left(e_{пт} + \frac{u_{пт}^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho_{пт} u_{пт} \cdot \left(e_{пт} + \frac{u_{пт}^2}{2} + \frac{p_{пт}}{\rho_{пт}} \right) \right] - \rho_{пт} \cdot q = 0,$$

Така представената система от частни диференциални уравнения (1), (2) и (3) може да се запише във векторен вид по следния начин:

$$(4) \quad \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F(W)}{\partial x} + C(W) = 0,$$

където

$$(5) \quad W = \begin{pmatrix} \rho_{пт} \\ \rho_{пт} \cdot u_{пт} \\ \frac{1}{k_{пт}-1} \cdot p_{пт} + \rho_{пт} \cdot \frac{u_{пт}^2}{2} \end{pmatrix} \quad F = \begin{pmatrix} \rho_{пт} \cdot u_{пт} \\ \rho_{пт} \cdot u_{пт}^2 + p_{пт} \\ u_{пт} \left(\frac{k_{пт}}{k_{пт}-1} \cdot p_{пт} + \rho_{пт} \cdot \frac{u_{пт}^2}{2} \right) \end{pmatrix}$$

$$(6) \quad C(W) = \begin{pmatrix} 0 \\ \rho_{пт} \cdot u_{пт} \cdot |u_{пт}| \cdot \frac{2 \cdot f_{пт}}{d_{пт}} \\ \rho_{пт} \cdot \frac{2 f_{пт} \cdot |u_{пт}|}{d_{пт}} \cdot c_{p_{пт}} \cdot (T_w - T_{пт}) \end{pmatrix}.$$

За решаване на векторното уравнение (4) е използван двустъпковия метод на *Лакс-Вендров*, с помощта на който се определят стойностите на елементите W, F и C във всяка точка от изчислителното поле без граничните точки. Параметрите на потока се изразяват лесно чрез елементите на вектора W :

$$(7) \quad \rho_{пт} = W(1), \quad u_{пт} = \frac{W(2)}{W(1)}, \quad p_{пт} = (k_{пт} - 1) \cdot \left[W(3) - \frac{1}{2} \cdot \frac{W(2)^2}{W(1)} \right]$$

2.2. Гранични условия в пълнителния тръбопровод.

За определяне параметрите в граничните точки на тръбопровода се използват зависимости, които съчетават процесите в тръбопровода с тези извън него. При съставяне на моделите се приема, че течението в граничните сечения е адиабатно и квазистационарно. В зависимост от условията в тръбопровода и извън него и участъка, който се моделира, се използва различна комбинация от уравненията за непрекъснатостта, запазване на енергията, състоянието и вълнови уравнения.

2.3. Моделиране на процесите в цилиндъра на двигателя.

С цел опростяване на модела в цилиндъра се приема, че параметрите на работното вещество са равномерно разпределени в него и скоростта е равна на нула [4]. При тези допускания процесите в цилиндъра се описват с помощта на първия принцип на термодинамиката за една отворена термодинамична система:

$$(8) \quad dQ \pm \sum_1^n h_i \cdot dM_i = d(M \cdot U) + p \cdot dV,$$

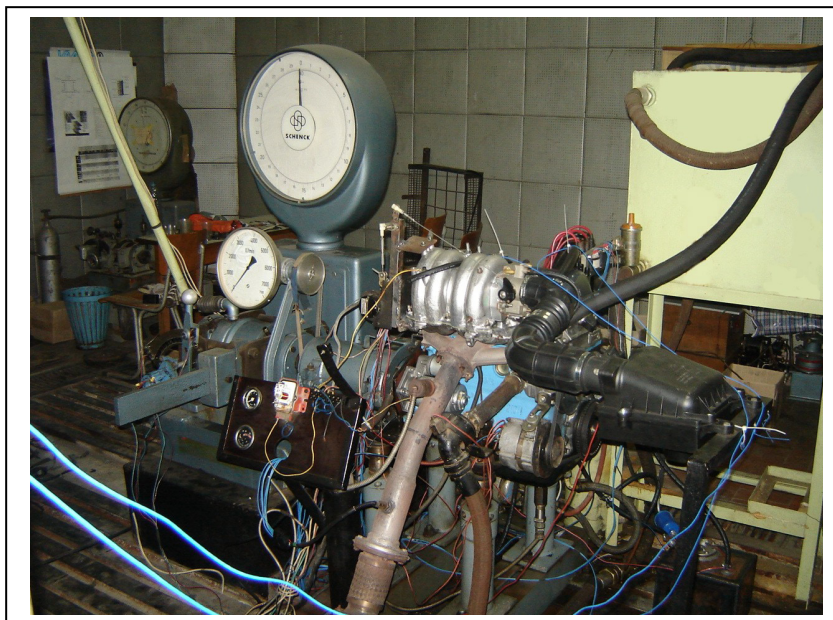
Като се преобразува уравнение (8) се получава зависимост за изменение на налягането в цилиндъра на двигателя във функция от ъгъла на завъртане на коляновия вид, която има следния обобщен вид:

$$(9) \quad \frac{dp_{ц}}{d\varphi} = p_{ц} \cdot \left(\frac{g_{ц} \cdot H_u}{c_v \cdot T_{ц} \cdot M_{ц}} \cdot \frac{dX}{d\varphi} + \frac{c_{p0} \cdot T_{пт}}{c_v \cdot T_{ц} \cdot M_{ц}} \cdot \frac{dM_{пк}}{d\varphi} - \frac{k}{M_{ц}} \cdot \frac{dM_{ик}}{d\varphi} - k \cdot \frac{d \ln V_{ц}}{d\varphi} \right) - \\ - \frac{2}{3} \cdot (k - 1) \cdot \frac{D/2 + H}{D \cdot H} \cdot \frac{\alpha_w \cdot (T_{ц} - T_{wц})}{n}.$$

3. Експериментална уредба за изследване на газодинамичните процеси в пълнителния тръбопровод.

Експерименталното изследване има за цел получаване на стойности за изменени на параметрите в пълнителния тръбопровод по време на работния цикъл на двигателя. Процесите в пълнителния колектор се изменят с много голяма честота вследствие силно неустановения характер на течението и сравнително високите честоти на въртене на колянвия вал на двигателя. Това от своя страна създава трудности при експерименталното изследване на голяма част от параметрите, тъй като се налага използването на високочестотни възприематели и измервателни системи. Поради тези особености най-подходящ за измерване параметър е налягането, тъй като на пазара съществуват подходящи за целта възприематели и измервателна апаратура.

Експерименталните изследвания са проведени на двигател *ВАЗ 21011* в условията на стендови изпитания *фиг. 2*. Към двигателя е монтирана хидравлична спирачка *Шенк* с мощност *150 к.с.* и максимална честота на въртене *7500 min⁻¹*. За нуждите на изследванията бе монтирана нова пълнителна система с индивидуални пълнителни тръбопроводи към всеки цилиндър и дължина от *500 mm*. Това от своя страна наложи използването на бензиновпръскваща уредба с електронно управление. И двете системи са от двигател *ВАЗ 21214*, монтиран на автомобилите *Лада Нива*. Управлението на бензиновпръскващата уредба се осъществява с помощта на програмируем електронен блок за управление на фирмата „*Ontronics*” [3].

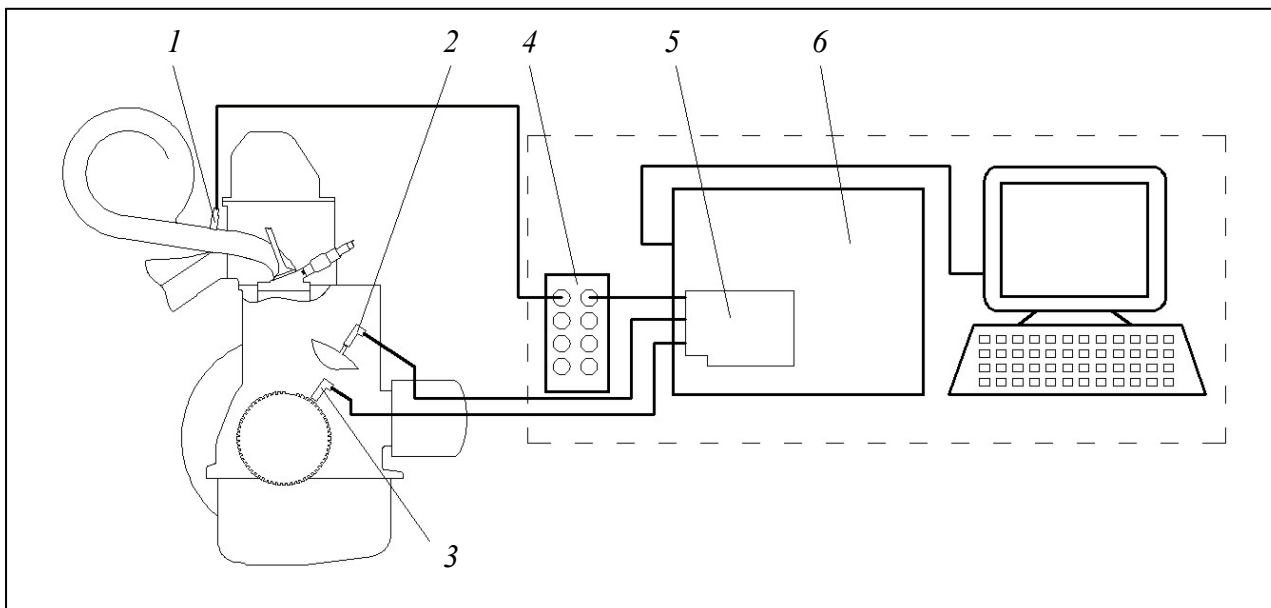


Фиг. 2. Експериментален двигател *ВАЗ 1300* и хидравлична спирачка *Шенк*

Управлението на бензиновпръскващата уредба се осъществява с помощта на програмируем електронен блок за управление на фирмата „*Ontronics*” [3].

На *фиг. 3* схематично е представена измервателната система. За измерване на налягането в тръбопровода е монтиран пиезокварцов възприемател на фирмата „*PCB*” модел *112A22* позиция 1. Възприемателя е монтиран в пълнителния тръбопровод на първи цилиндър с помощта на преходна втулка на разстояние *100mm* от пълнителния клапан. По важните му технически характеристики са:

Измервателен диапазон:	0-345 kPa;
Максимално налягане:	3450 kPa;
Чувствителност:	14,5 mV/kPa;
Собствена честота:	≥250 kHz;



Фиг. 3. Схема на експерименталният двигател и измервателната система

Резолуция: 0,0007 kPa.
 Нелинейност на характеристиката: $\leq 1\%$

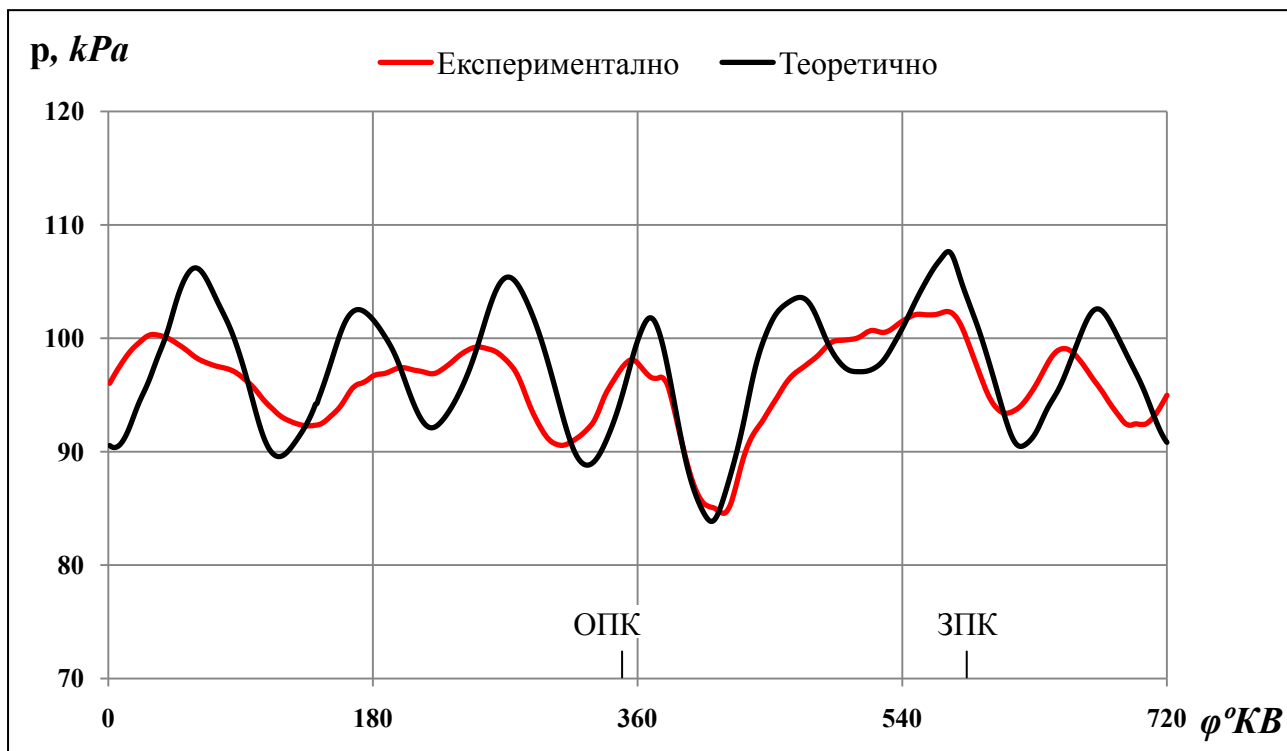
Възприемателя се захранва с помощта на захранващ модул 482A22 на същата фирма. Модулът, позиция 4 на *фиг. 3*, е 4-ри канален с възможност за превключване на захранването между каналите. Аналоговият сигнал от възприемателя се подава на аналого-цифров преобразувател 5 монтиран в персоналния компютър 6. Използваният аналого-цифров преобразувател *PCI-6221(37-Pin)* е произведен от фирмата „*National Instruments*”.

Положението на колянвия вал се определя с помощта на възприемател 2, работещ на принципа на Хол поставен на маховика на двигателя. Чрез индукционния възприемател 3 работещ със зъбния венец на шайбата на вала се получава информация за честотата на въртене на двигателя. Всички сигнали постъпващи в аналого-цифровия преобразувател се обработват, визуализират и записват с помощта на програмата „*LabVIEW*”.

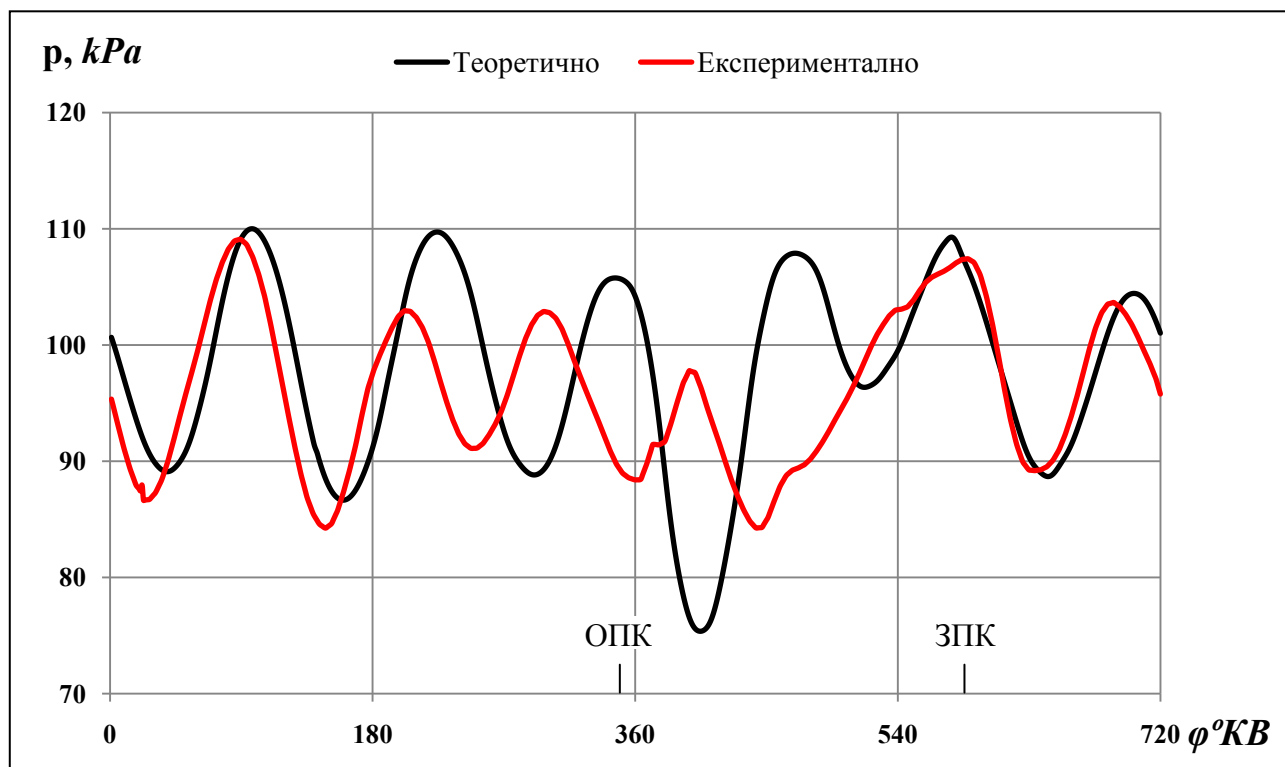
4. Резултати от изследванията.

За постигане съпоставимост на резултатите от теоретичните и експерименталните изследвания е необходимо изчислителния модел да отговаря в максимална степен на реалния модел на двигателя. Поради това при изчисленията са зададени точните геометрични параметри на изпитвания двигател, които са диаметър и ход на буталото, дължина на мотовилката, степен на сгъстяване, дължина и диаметър на пълнителния тръбопровод, диаметрите и законите за движение на клапаните. Условието на околната среда, при които са извършени изчисленията са тези при които са проведени експерименталните изследвания. Резултатите са съпоставени в режим на пълно натоварване на двигателя и три различни честоти на въртене.

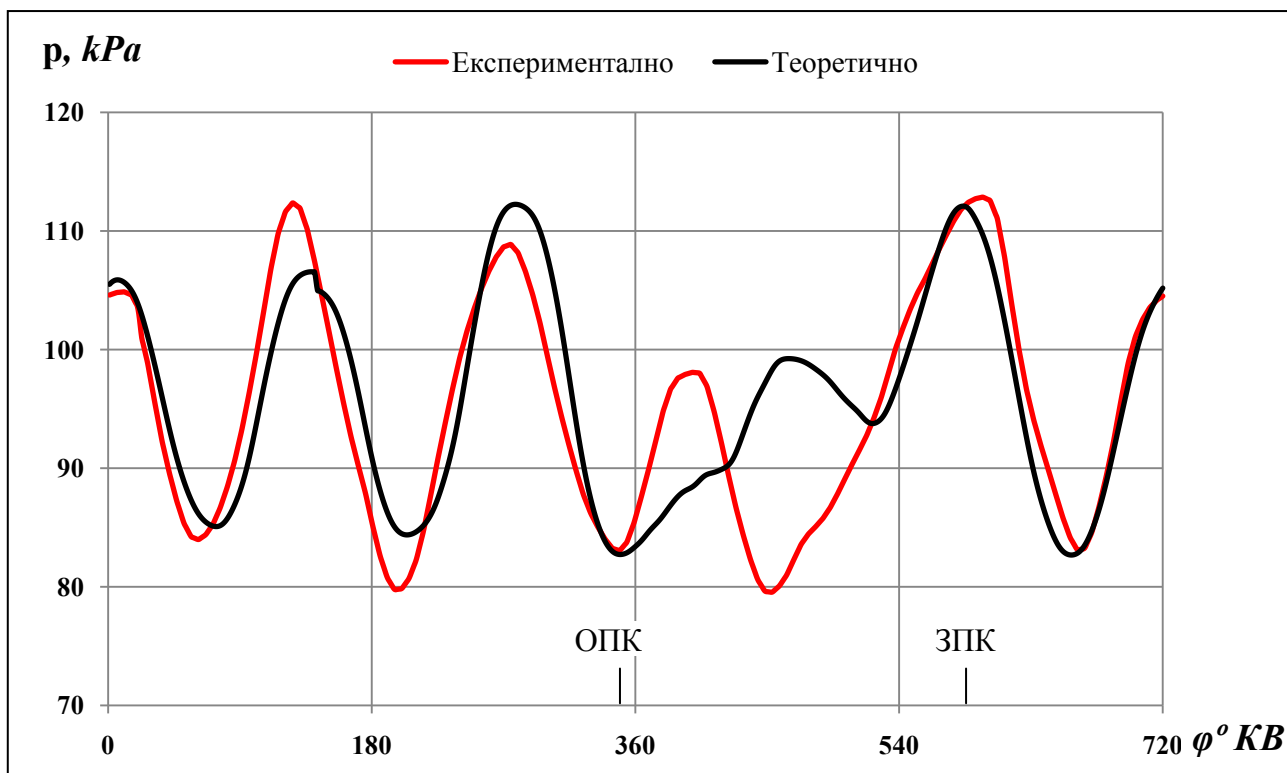
Получените резултати за изменение на налягането в избраното сечение от пълнителния тръбопровод при различни честоти на въртене на двигателя са показани на следващите фигури.



Фиг. 4. Изменение на налягането в пълнителния тръбопровод при $n=3000 \text{ min}^{-1}$ на разстояние 100 mm от пълнителния клапан, получено по теоретичен и експериментален път



Фиг. 5. Изменение на налягането в пълнителния тръбопровод при $n=3500 \text{ min}^{-1}$ на разстояние 100 mm от пълнителния клапан, получено по теоретичен и експериментален път



Фиг. 6. Изменение на налягането в пълнителния тръбопровод при $n=4000\text{min}^{-1}$ на разстояние 100mm от пълнителния клапан, получено по теоретичен и експериментален път

Теоретичните и експерименталните данни показват, че с увеличаване на честотата на въртене се наблюдава намаляване на честотата на изменение на налягането по време на работния процес, като се увеличават амплитудите.

Получените резултати показват, че използвания математичен модел дава добра качествена и количествена оценка на протичащите процеси в пълнителния тръбопровод. При честота на въртене 3000min^{-1} се наблюдава известна разлика между амплитудите на измерените и изчислените стойности, докато при 3500min^{-1} е характерно дефазиране между кривите по време на процеса изпускане и в началото на пълненето. Най-добро съвпадение на експерименталните и теоретичните резултати се получава при честота на въртене 4000min^{-1} . Получените разлики могат да се обяснят с несъвършенството на предложения математичен модел и разработения изчислителен алгоритъм, и с използването на някои коефициенти известни от литературата без да са изследвани техните стойности при експерименталния двигател.

5. Изводи.

След проведените теоретични и експериментални изследвания могат да бъдат направени следните изводи:

- ✓ Разработеният математичен модел, описващ едномерното неустановено течение в пълнителния тръбопровод дава добра качествена и количествена оценка на протичащите газодинамични процеси;
- ✓ Предложеният модел може успешно да се прилага при определяне на параметрите на работното вещество в пълнителните тръбопроводи като част

от един цялостен модел за изчисляване на работните процеси на двигатели с вътрешно горене;

- ✓ За премахване на някои от недостатъците на модела е необходимо усъвършенстване на числените методи за решаване на изходната система от уравнения в бъдещите изследвания.

Използвана литература

- [1] Димитров, П.И. Математично моделиране на работния цикъл на буталните двигатели с вътрешно горене. Дисертация, 2000.
- [2] Евтимов, Т., Пунов, П., Математично моделиране на газодинамичните процеси в пълнителния колектор на двигателите с вътрешно горене, trans&MOTAUTO'06, Варна, 2006.
- [3] Пунов, П., Евтимов, Т., Възможности за използване на програмируем електронен блок за управление на бензинов двигател при стендови изпитвания, trans&MOTAUTO'08, Созопол, 2008.
- [4] Петриченко, Р.М. и др. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС, Л., Машиностроение, 1990.
- [5] Winterbone, D. E. and Pearson, R. J. Theory of Engine Manifold Design, 2000 (Professional Engineering Publishing, Bury St Edmunds and London).

Изследванията са извършени/подпомогнати по Договор № BG051PO001/07/3.3-02/8 „Механизми за осигуряване качествено израстване на научните кадри”, финансиран по схема "Подкрепа за развитие на докторанти, постдокторанти, специализанти и млади учени" на ОП "Развитие на човешките ресурси" на "Европейския социален фонд".

This work is a part of the project BG051PO001/07/3.3-02/8–“MEQSiS”, funded by scheme “Support of the development of PhD students, postdoctoral, post-graduate and young scientists” from the program “Development of human resources” of the “European social fund”.