

**ВВМУ „НИКОЛА ЙОНКОВ ВАПЦАРОВ”
ФАКУЛТЕТ „ИНЖЕНЕРЕН”**

Катедра „Корабни силови уредби”

инж. ДРАГИЯ АНАСТАСОВ ЯНУЛОВ

**МОДЕЛИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИКАТА НА ГАЗО-
ХИДРАВЛИЧНИ АКУМУЛАТОРИ**

Професионално направление 5.5 „Транспорт, корабоплаване и авиация”,
научна специалност
„Корабни силови уредби, машини и механизми”

АВТОРЕФЕРАТ

на

ДИСЕРТАЦИОНЕН ТРУД

За придобиване на образователната и научна степен

„ДОКТОР”

Научен ръководител:
проф. д-р инж. Пейчо Димов Томов

Рецензенти:

.....
.....

Варна, 2015 г.

Дисертантът работи във ВВМУ „Н. Й. ВАПЦАРОВ“ и е задочна форма на обучение в катедра „Корабни силови уредби“ при факултет „Инженерен“ на ВВМУ „Н. Й. Вапцаров“.

Изследванията от дисертационния труд за извършени във ВВМУ „Н. Й. ВАПЦАРОВ“, кат. „Корабни силови уредби“.

Дисертационният труд е насочен за защита от
(Факултет „Инженерен“ при ВВМУ „Н. Й. Вапцаров“) в съответствие на чл. 5, ал. 1 от ЗРАС.

Автор: Драгия Анастасов Янулов
Заглавие: Моделиране и изследване на динамиката на газо-хидравлични акумулатори
Тираж: броя

Обща характеристика на дисертационния труд

1. Актуалност и значимост на дисертационния труд

Хидроакумулаторите са неизменна част от различни системи, използвани в съвременната автомобилна и сухопътна бойна техника, като типичен пример са системите за окачване [Newbold et al. 2005], където най-популярна е концепцията на фирмата Citroen [Bauer 2011], но това включва още рекуперативни системи [Chrostowski et al. 2004] и системи за обтягане на веригите при верижна техника [Burke 1992].

Газо-хидравлични акумулатори влизат и в състава на хидравлични системи с авиационно приложение като системи за приземяване на борда на самолетноносачи [Shen et al. 2013] и спирачни системи [Wahi et al. 1977].

Може би най-широко е приложението им в системи, използвани в корабоплаването и офшорната индустрия. Използването на акумулатор дава възможност за изменение на собствената честота при надлъжни трептения в групата винт, валолиния и упорен лагер [Smith et al. 1982]. Горивните системи на съвременните корабни дизелови двигатели също включват в състава си газо-хидравлични акумулатори, както за конвенционални, така и за алтернативни горива [Woodyard 2010]. Те са напълно необходими в някои от противопожарните системи на корабите [Tatem et al. 1994]. В системи с голяма консумация или системи, при които консуматорите са отдалечени от помпения агрегат като основен източник на флуидна енергия, акумулаторите са единственият начин да се осигури необходимото бързодействие. Такива са предпазните системи на сондажни платформи, хидросистемите, захранващи асансьори на търговски кораби и самолетноносачи, хидравлични устройства, използвани при големи дълбочини като подводни хидравлични чукове [IADC 2000], [Albers 2010], [Shanks et al. 2003], [Springett et al. 2008], [Bai et al. 2010], [Amani et al. 2012], [Smith et al. 1982], [NAVSEA 1998]. Друг пример за характерно приложение на хидроакумулатори е системите за подаване на тръбата при тръбополагащи кораби [Albers 2010]. Акумулаторните уредби са също и съществена част от системи за компенсация на клатенето при кораби, от които се изпълняват операции на морското дъно [Albers 2010], [Haziri et al. 2011], [Purcell et al. 1994], [Driscoll et al. 2000]. В [Luo et al. 2011] е представена разработка за успокояване на колебанията по налягане във водометен движител. Типично корабно приложение е използването на акумулатори в хидравлични стартови системи за високо и средночестотни дизелови двигатели с ограничена мощност, както и за газотурбинни двигатели [IPU 2009], [Smith et al. 1982].

Повечето от описаните по-горе системи имат основно динамични режими на работа, а в [Akers et al. 2006] се отбелязва, че оразмеряването на хидравлични елементи като регулатори на дебит и *газо-хидравлични акумулатори* чрез статичните им характеристики може да доведе до нежелани ефекти. Имено за това в много от разгледаните по-горе публикации освен традиционно използваните статични характеристики на газо-хидравлични акумулатори авторите прибягват към динамични модели, които обаче, както се вижда в направения литературен обзор, често са съвсем базови. В [Akers et al. 2006] и [Manas et al. 2001] като основна полза от използването на подробни динамични модели се посочва възможността не просто да се предвидят преходните процеси в системата с по-висока точност, а да се оцени подробно влиянието на всеки фактор поотделно и да се направи оптимален избор. Това важи с пълна сила за един подробен модел на газо-хидравличен акумулатор, като важноста му се подчертава и в [Heikkilä et al. 2010], където авторите предлагат като метод за оптимизация на разработеното от тях хидрозадвижване в алгоритъма за управление да се добави подобен модел.

2. Цел и задачи на изследването

Целта на настоящата работа е моделирането и изследването на динамичните характеристики на газо-хидравличен акумулатор. За да се постигне тази цел, се решават следните задачи:

1. Създаване на обобщен динамичен модел на газо-хидравличен акумулатор с уточнени гранични условия – свързващ тръбопровод и арматура.
2. Провеждане на моделни експерименти за оценка работоспособността и практическата приложимост на създадените модели;
3. Провеждане на натурни експерименти с газо-хидравличен акумулатор;
4. Обработка на получените резултати анализ и оценка за достоверност и сходимост между теория и експеримент;

3. Обект и място на изследването

Обект на настоящата работа са пневмо-хидравличните акумулатори (в частност хидрофори), предлагани от производителите на пазара в стандартния им вид. Изследването е проведено в периода 2009-2013 г., като са използвани щатни хидравлични стендове и новосъздадени опитни уредби на територията на ВВМУ „Н. Й. Вапцаров” – Варна, катедра „Корабни силови уредби” (КСУ).

4. Методи на изследването

За постигане на целта и решаване на поставените задачи в дисертацията, са използвани динамични модели и методи за теоретично и експериментално изследване, анализ и оценка.

5. Практическа приложимост

Разработеният обобщен динамичен модел с получените числени и експериментални резултати могат да се използват в научноизследователските центрове, проектантските бюра и за специализирано обучение. Осигурена е реална възможност за пряко внедряване на резултатите при проектирането, изпълнението и експлоатацията на КОХЗ.

6. Аprobация

Основните часи на дисертационният труд са изложени и обсъдени в 5 статии.

7. Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд включва увод, 4 глави и заключение . Съдържанието на труда е изложено в 135 страници, в това число 75 фигури и графики, 1 таблици, библиография от 119 заглавия, от които 23 на кирилица и 96 на латиница.

Съдържание на дисертационния труд

Увод

Газо-хидравличните акумулатори са устройства с широко приложение в различни видове системи. Това може да са както ниско, така и високо напорни системи, като функцията на акумулатора може да е различна в зависимост от мястото и начина на свързването му. Такива устройства служат като разширителни съдове, автономни източници на хидравлична енергия, депфери на колебания по дебит и налягане, устройства за предпазване на системите от хидравлични удари, устройства за увеличаване бързодействието на захранваните консуматори и като рекуперативни

устройства. Тези обстоятелства определят и огромното разнообразие от конструкции и типоразмери на хидроакумулаторите.

Простото устройство на газо-хидравличните акумулатори е причина тяхната динамиката да се пренебрегва при изследване на преходните процеси в хидро системите. Изследванията, свързани с динамичното поведение на газо-хидравлични акумулатори, не са много. Обикновено в тях се решава конкретен инженерен проблем, като се използват прости модели, които не дават изчерпателна представа за динамиката на устройството, а приетите допускания и линеаризацията силно ограничават условията, за които се решава разглежданата задача. Има експериментални изследвания, които доказват значителното влияние на акумулаторите върху динамиката на системата, но в повечето случаи не се дава ясна теоретична обосновка, която да свързва промените със състоянието и динамичното поведение на акумулаторите като самостоятелно звено.

Подобно изследване би могло да се окаже особено полезно за избягване на нежелани динамични ефекти при проектиране на нови флуидни системи, включващи в състава си газо-хидравлични акумулатори или хидрофори.

Глава I

Литературен обзор

Различни аспекти от теорията на работните процеси в газо-хидравлични акумулатори, динамиката им и експериментални изследвания, свързани с тях, са разгледани в [Albers 2010], [Amani et. al. 2012], [Chen et. al. 2011], [Chrostowski et. al. 2004], [Frunză et. al. 2003], [Mare et. al. 2010], [Martin 2000], [Tessmann et. al. 2010], [Tita et. al. 2005], [Беязов 2003], [Kee et. al. 2006], [Wachel et. al. 2001], [Haziri et. al. 2011], [Mamèic et. al. 2010], [Luo et. al. 2011], [Van de Ven et. al. 2011], [Pourmovahed et. al. 1990], [Korzeniowski et. al. 2008], [Fitch et. al. 1965], [Pierce et. al. 1977], [OLAER 2010], [Butterfield et. al. 1986], [Bauer 2011], [Rabie 2009], [Parker 1998], [Larsen 2010], [HYDAC 2012].

Изводите, които могат да се направят, са следните:

1. Статичните характеристики на хидроакумулаторите са прецизирани и потвърдени от експерименталните изследвания и практиката. Методиките за оразмеряване, предлагани от фирмите производителки, са изцяло основани на тях независимо от приложението на газо-хидравличния акумулатор

2. В динамично отношение моделите са твърде опростени и не отразяват точно поведението на акумулаторите (хидрофорите), при преходните режими в хидросистемите.

В подробно изложението са представени и коментирани само фундаментални и съвременни изследвания в областта [Wachel et. al. 1988], [Edge et. al. 1991], [Lewis 1969], [Cjas 2007], [Housel 1952], [Kowal et. al. 2008] и [Ez ElDin 2011]. Те са както теоретични, така и експериментални.

От направения обзор ясно се очертава комплексната динамика на газо-хидравличен акумулатор. В представените изследвания категорично е демонстрирана необходимостта от моделиране на динамичните свойства на хидроакумулаторите при решаване на различни приложни задачи. В много от инженерните проблеми е използван един и същ подход, който е останал почти непроменен в периода от 1953 до 2011, като допусканията и наложените гранични условия се напасват към конкретния проблем. Прилагането на предложените модели често срещат ограничения, които трудно могат да се преодолеят, ако не се промени цялостния подход при моделиране.

Глава II

Обобщен математичен модел на газо-хидравличен акумулатор

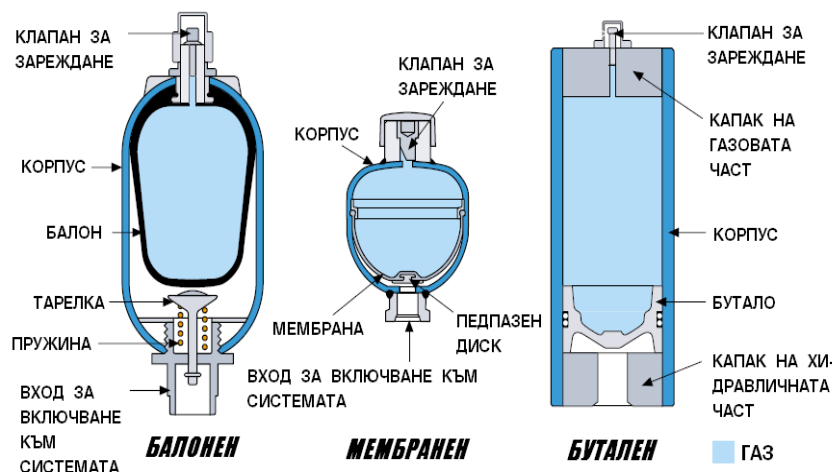
2.1. Изходни съображения

Динамичните процеси зависят силно както от моментното състояние на акумулатора, така и от различните гранични условия, които са му наложени. Тези взаимодействия са сложни и често се анализират на базата на подробни експериментални изследвания. Колкото и широко обхватни да са обаче тези изследвания, те винаги са ограничени от набора експериментални образци, сложния характер на системите и граничните условия, които те налагат върху газо-хидравличните акумулатори. Всичко това очертава необходимост от голям финансов и времеви ресурс за провеждането им. В същото време, използването на моделни експерименти, за да се предвиди поведението на газо-хидравличните акумулатори и начина, по които те влияят върху динамиката на системите като цяло, е ограничено от липсата на пълноценни модели.

Основна задача по постигане на целта в настоящата работа е именно създаване на обобщен динамичен модел, който да отчете възможно най-голяма част от тези фактори.

2.1.1. Фактори, отчетени при моделирането

За да бъде създаден обобщен динамичен модел на газо-хидравличен акумулатор, трябва първо да се разгледа общата конструкция на такъв тип хидроелемент, показана фиг.2.1.



фиг. 2.1

На нейна база могат да се посочат и факторите, които биха имали влияние върху динамика на акумулатора.

2.1.1.1 Газова фаза

Основен извод от изследването [Larsen 2010] е, че уравнението на Ван дер Ваалс дава по-добра точност при умерени температури и високи налягания в сравнение със значително по-сложни модели, използвани в изследването. Така газовата фаза може да се разгледа като реален газ, съобразно условията на работа, като се използва сравнително прост модел. За целите на настоящата работа обаче ще се използва законът за състоянието на идеален газ, тъй като той е достатъчно точен в сравнително широк диапазон от налягания.

2.1.1.2 Динамика на разделителя

Разделителят може да влияе върху динамиката на газо-хидравличния акумулатор чрез инерцията си и еластичните си свойства. При бутален акумулатор

влиятието на инерционните сили би било по-голямо поради по-голямата маса на буталото, липсва еластична деформация, но има триене в уплътненията, което влияе върху баланса на силите. От [Parker 1998] и [Housel 1953] става ясно, че в повечето реални системи времето за реакция при бутален и при балонен акумулатор не се различава съществено. В [Ez ElDin 2011] е направен моделен експеримент, който да провери влиянието на инерцията на мембраната, като са разгледани различни материали. Авторът е достигнал до извода, че влиянието на този фактор е незначително. Поради сложната форма на разделителя при деформация и разнообразието от материали, които могат да се използват, е трудно да се определи общото влияние на еластичните сили изразено чрез зависимост налягане от обем. Подобни зависимости са изведени експериментално [Tucker 2013], но те отново са приложими конкретно за изследвания в експеримента образец. Поради посочените причини в настоящата работа се приема, че общото влияние на динамичните свойства на разделителя върху динамиката на газо-хидравличния акумулатор са пренебрежими.

2.1.1.3 Течен обем

Традиционно влиянието на течния обем върху динамиката на всяка хидравлична система се свързва основно с т.н. хидравлична индукция. Често, за да се опростят изследванията, се приема, че течността е несвиваема и това дава добра точност в общия случай. На база на разгледаните в обзорната част експериментални изследвания [Housel 1953] обаче може да се направи основателно предположение, че енергията акумулирана в течния обем чрез деформацията му е причина за явления като повишаване на пиковите стойности на налягането при хидравличен удар и „двойното” ускорение на хидравлични цилиндри. Тези предположения са причина свиваемостта на работната течност да се отчете при създаването на обобщен динамичен модел на хидроакумулатор.

2.2 Базов динамичен модел на газо-хидравличен акумулатор

Като основа за всички динамични модели и моделни експерименти, представени в настоящата работа, се използва разработен от проф. П. Томов модел на газо-хидравличен акумулатор балонен тип [Томов П. 2007], [Томов П. 2006] и към тръбопровод [Томов 1990].

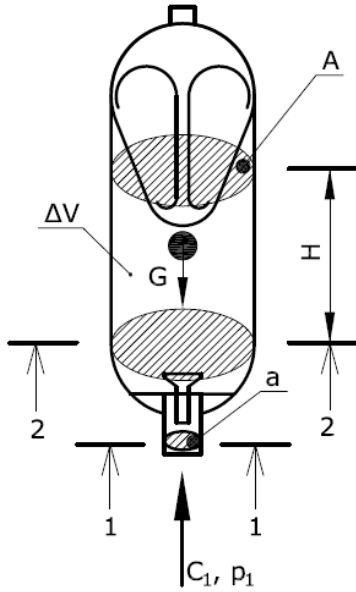
2.2.1 Моделиране на процесите в газовата част на акумулатора

В областта на хидрозадвижванията използването на уравнението за „идеален” газ е приложимо с достатъчна точност за въздух при налягания до 150bar [Томов 2006] [Larsen J. M. 2010]. Тъй като основна компонента на въздуха е азот (78%), се счита, че това е приложимо и към газовия обем на акумулатора.

2.2.2 Моделиране на процесите в хидравличната част от акумулатора

При създаване на модела са направени някои опростяващи допускания, които значително улесняват процеса на моделиране, без съществено да се губи от точността в крайния резултат:

- Плътноста на работната течност се приема за постоянна, т.е. $\bar{\rho}_T = const.$
- Вследствие сложността на неизвестна априори геометрия на газовия обем („контролна” повърхнина) в експлоатационно състояние течния обем на ΔV в акумулатора се апроксимира с прав кръгов цилиндър, като обема на цилиндъра е променлив.



фиг. 2.2

- Мигновеният масов център на течния обем ΔV се разполага върху оста на цилиндъра на разстояние $H/2$, където $H = \frac{\Delta V}{\pi R^2}$.
- Местното съпротивление на „входа/изхода“ от акумулатора е комбинация от съпротивлението при рязка промяна на диаметъра и местното съпротивление на предпазната клапа или решетка с отвори.
- Силите от вискозно триене са пренебрегнати поради несъществено влияние.
- Инерционните ефекти в газовия обем и разделителната преграда са пренебрегнати.
- Акумулаторът е монтиран във вертикално положение.

На база на фиг.2.2 и направените по-горе допускания може да се изведе уравнението за движение на променливата течна маса в следния вид:

$$M \frac{dC^*}{dt} + \frac{dM}{dt} C^* = C_1 m_t + \Delta p A - G, \quad (2.1)$$

където:

M - маса на работната течност в акумулатора; C^* - мигновена скорост на движение на масовия център на течния обем; C_1, m_t - скорост и масов дебит на потока р.т., на „вход/изход“ от хидроакумулатора (сечение 1-1, означено с а); $\Delta p = p_2 - p$ - мигновен пад на налягане върху сечението А на цилиндричния течен обем ΔV ; p - налягане на газа; G - тегло на течния обем ΔV .

Чрез направеното допускане $\bar{\rho}_T = const.$ се извеждат следните съотношения:

$$\begin{cases} M \approx \bar{\rho}_T \Delta V; \frac{dM}{dt} = \bar{\rho}_T Q_A; \\ Q_A = AC^*, C^* = Q_A / A \quad u \quad \frac{dC^*}{dt} = \left(\frac{1}{A}\right) \frac{dQ_A}{dt}; \\ m_t \approx \bar{\rho}_T Q_A; C_1 \approx \frac{Q_A}{a}; C_1 m_t \approx \left(\frac{\bar{\rho}_T}{a}\right) Q_A^2; \\ G = Mg \approx \bar{\rho}_T \Delta V g. \end{cases} \quad (2.2)$$

С отчитане на местното хидравлично съпротивление на „вход/изход“ от акумулатора:

$$\Delta p_M = p_1 - p_2 = \zeta^* \rho \frac{C_1^2}{2} \approx \left(\frac{\zeta^* \bar{\rho}_T}{2a^2}\right) Q_A^2 \quad (2.3)$$

се получава

$$\begin{cases} p_2 = p_1 - \left(\frac{\zeta^* \bar{\rho}_T}{2a^2}\right) Q_A^2; \quad p_1 = p_1 \quad t; \\ \Delta p = p_2 - p = p_1 - \left(\frac{\zeta^* \bar{\rho}_T}{2a^2}\right) Q_A^2 - p, \end{cases} \quad (2.4)$$

където:

ζ^* - коефициент на местно (обобщено) съпротивление; Q_A - дебит на хидроакумулатора.

След заместване и аналитична обработка, уравнението за движение придобива вида:

$$b_0 \frac{dQ_A}{dt} \Delta V + b_1 Q_A^2 = A p_1 - p - b_2 \Delta V, \quad (2.5)$$

където: $p_1 = p_1 t$ - „входно” смущаващо въздействие (налягане на работната течност в сечение 1-1); ΔV - променлив обем с работна течност в акумулатора; $b_0 = \frac{\bar{\rho}_T}{A}$ - коефициент; $b_1 = \frac{\bar{\rho}_T}{A} - \frac{\bar{\rho}_T}{a} + \frac{A\zeta^* \bar{\rho}_T}{2a^2}$ - коефициент; $b_2 = \bar{\rho}_T g$ - коефициент; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - земно ускорение; A - площ на напречното сечение в тялото на акумулатора; a - площ на напречното сечение в „гърлото” на акумулатора.

Постъпващият в акумулатора обем работна течност може да се представи със зависимостта:

$$\Delta V t = V_0 - V t, \quad (2.6)$$

където: V_0 – номинален обем на хидроакумулатора; $V t$ - променлив газов обем.

За да се изрази връзката между газовата и хидравличната част на акумулатора, е използван общият вид на уравнението за баланс на дебитите при променлив обем на работната камера:

$$\frac{d\rho}{dt} \cdot V + \frac{dV}{dt} \cdot \rho = \left(\sum_1^n m_t \right)_{\text{ex.}} - \left(\sum_1^k m_t \right)_{\text{изх.}} \quad (2.7)$$

В дясната част на уравнението са „входящите” и „изходящите” масови дебители към контролния обем. За хидроакумулатора уравнението се записва във вида:

$$\frac{d\rho_T}{dt} \cdot \Delta V + \rho_T \cdot \frac{d\Delta V}{dt} = m_{t_1} = \rho_T \cdot Q_A \quad (2.8)$$

Уравнението за състояние на газа може да се представи в по-удобния вид:

$$p_0 V_0^n = p V^n = \text{const}, \quad (2.9)$$

и съответно от комбинацията на изразите (2.6) и (2.9) се получава изразът за масления обем:

$$\Delta V = V_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (2.10)$$

Като се вземе под внимание и допускането за постоянна плътност на течния обем, се получава следния израз за дебита на акумулатора:

$$Q_A \equiv \frac{d\Delta V}{dt} = \frac{d}{dt} \cdot \left\{ V_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \right\} = -V_0 \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (2.11)$$

След преработка изразът придобива крайния вида:

$$Q_A \equiv \frac{d\Delta V}{dt} = \frac{V_0 \cdot p_0^{\frac{1}{n}}}{n \cdot p^n} \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (2.12)$$

където: V_0, p_0 - начални параметри в акумулатора; n - степенен показател на политропата ($1 < n < 1.4$).

2.2.3 Модел на процес „зареждане” на хидроакумулатор

Общата система, описваща динамиката на хидроакумулатора в процеса на „зареждане” с р.т. има вида:

$$\begin{cases} b_0 \frac{dQ_A}{dt} \Delta V + b_1 Q_A^2 = A p_1 - p - b_2 \Delta V, \\ Q_A^\uparrow \equiv \frac{d\Delta V}{dt} = \frac{V_0 \cdot p_0^{\frac{1}{n}}}{n \cdot p^{\frac{n+1}{n}}} \cdot \frac{dp}{dt}; p_1 > p, \\ \Delta V = V_0 \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{1/n} \right]; p_1 = p_1 t, \end{cases} \quad (2.13)$$

Тази система, след обработка, може да се представи като нелинейно диференциално уравнение от втори ред относно променливия течен обем:

$$b_0 \frac{d^2 \Delta V}{dt^2} + \frac{b_1}{\Delta V} \left(\frac{d\Delta V}{dt} \right)^2 + \frac{A p_0 V_0^n}{\Delta V V_0 - \Delta V^n} + b_2 = \frac{A}{\Delta V} p_1 t, \quad (2.14)$$

където: $p = \frac{p_0 V_0^n}{V_0 - \Delta V^n}$; $Q_A^\uparrow \equiv \frac{d\Delta V}{dt}$.

Уравнението се решава при нулеви начални условия:

$$t=0, \Delta \dot{V} \big|_0 = 0; \Delta V \big|_0 = 0.$$

2.2.4 Модел на процес „разреждане“ на хидроакумулатор

За този случай системата, описваща динамиката на акумулатора, се представя във вида:

$$\begin{cases} b_0 \frac{dQ_A}{dt} \Delta V - b_1 Q_A^2 = A p_1 - p - b_2 \Delta V, \\ Q_A^\downarrow \equiv \frac{d\Delta V}{dt} = \frac{V_2 \cdot p_2^{\frac{1}{n}}}{n \cdot p^{\frac{n+1}{n}}} \cdot \frac{dp}{dt}; p_1 < p, \\ \Delta V = V_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{1/n} \right]; p_1 = p_1 t, \end{cases} \quad (2.15)$$

Аналогично системата отново може да се представи като диференциално уравнение от втори ред:

$$b_0 \frac{d^2 \Delta V}{dt^2} - \frac{b_1}{\Delta V} \left(\frac{d\Delta V}{dt} \right)^2 + \frac{A p_2 V_2^n}{\Delta V V_0 - \Delta V^n} + b_2 = \frac{A}{\Delta V} p_1 t \quad (2.16)$$

където: $p = \frac{p_2 V_2^n}{V_0 - \Delta V^n}$; $Q_A^\downarrow \equiv \frac{d\Delta V}{dt}$.

Тази система се решава при следните начални условия:

$$t=0; Q_A^\downarrow \big|_0 = \Delta \dot{V} \big|_0 = 0; \Delta V \big|_0 = V_0 - V_2 = const,$$

където p_2 и V_2 са параметри на газа в края на процеса „зареждане“.

2.3 Допълващи динамични модели

2.3.1 Модел на къс тръбопровод

Модел на тръбопровода в съсредоточени параметри е представен в [Rabie 2009] и [Ez ElDin 2011]. Основно допускане при извеждането му е, че потокът е ламинарен. Изследванията обаче показват, че отдаденият от зареден акумулатор дебит може да достигне значителни стойности, което определя високи числа на Рейнолдс и съответно

неламинарни режими на течение в свързващите тръбопроводи.

По-различен подход предлага проф. Томов [Томов 2011], [Томов 1990], за който разглежда общия случай на течение без да е необходимо допускане за ламинарен режим. Така динамиката на къс, „твърд“ тръбопровод се описва от нелинейна система диференциални уравнения. Входни величини са $C_1 t$ и $p_1 t$, а изходи $C_2 t$ и $p_2 t$. Системата има следния вид:

$$\begin{cases} cl \frac{dp_2}{dt} + 1 + cp_2 C_2 = 1 + cp_1 C_1, \\ \bar{\rho}_T l \frac{dC_2}{dt} + [\rho_0 1 + cp_2 + b] C_2^2 + p_2 = \rho_0 1 + cp_1 C_1^2 + p_1, \end{cases} \quad (2.17)$$

където: $c = \frac{1}{K_S}$ - коефициент; K_S - модул на обемна деформация на течността.

2.3.2 Модел на дроселно устройство

При моделиране на дроселни устройства като клапани, разпределители и регулатори най-често се използва простия и удобен модел на квадратичен дросел [Rabie 2009]:

$$Q_D = \mu_D A_D t \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_T}}, \quad (2.18)$$

където: Q_D - дебит, преминаващ през дросела; μ_D - коефициент на дебита; $A_D t$ - проходно сечение на дросела; Δp - пад на налягане върху дросела.

Този модел е доказал точността си в практиката, когато се прилага за установени режими на течения. При изследване на динамични режими обаче [Johnston et. al. 1991] е установено, че няма съответствие между теория и експеримент. Това показва необходимостта от отчитане на собствената динамика на клапана.

При извеждането на модела канала от точката на присъединяване на клапана до дроселното сечение ще се разгледа като прав тръбен участък, като дроселното сечение между двата прави тръбни участъка се моделира като местно съпротивление.

$$\begin{cases} cl_1 \frac{dp_2}{dt} + 1 + cp_2 \frac{Q_2}{a} = 1 + cp_1 \frac{Q_1}{a}, \\ \frac{\bar{\rho}_T l_1}{a} \frac{dQ_2}{dt} + [\rho_0 1 + cp_2 + b] \frac{Q_2^2}{a^2} + p_2 = \rho_0 1 + cp_1 \frac{Q_1^2}{a^2} + p_1, \\ Q_2 = Q_3 = \mu_D A_D \sqrt{\frac{2 p_3 - p_2}{\bar{\rho}_T}}, \\ cl_2 \frac{dp_4}{dt} + 1 + cp_4 \frac{Q_4}{a} = 1 + cp_3 \frac{Q_2}{a}, \\ \frac{\bar{\rho}_T l_2}{a} \frac{dQ_4}{dt} + [\rho_0 1 + cp_4 + b] \frac{Q_4^2}{a^2} + p_4 = \rho_0 1 + cp_3 \frac{Q_2^2}{a^2} + p_3. \end{cases} \quad (2.19)$$

2.4 Линеаризиран модел, предавателна функция и блокова динамична схема на газо-хидравличен акумулатор

Макар линейните и линеаризираните модели да имат ограничено приложение, определено от използваните допускания и установените режими, в околността на който е направена линеаризацията, те дават и някои съществени предимства като простота и нагледност. Линейният модел на даден хидроелемент може

да се приведе към типово динамично звено или съвкупност от такива, чрез което лесно може да се даде предварителна оценка на динамичното му поведение. Като се използва линеен модел, може да се изследва и даде оценка на устойчивостта, тъй като има ясни критерии и правила за извършването ѝ. При линейните модели важи и принципът на суперпозицията, което позволява лесно да се комбинират елементи в единна система и да се изследва цялостното динамично поведение на системата. Освен това, както ще се види в следващата глава от настоящата работа, линеаризираните модели са много полезен инструмент в теоретично изследване на сложни, нелинейни модели като този на акумулатора.

Вариациите на променливите около установената режимна точка ще имат вида:

$$\begin{cases} \Delta \tilde{V} \dot{t} = \Delta V \dot{t} - \Delta V_0; \Delta \dot{\tilde{V}}_0 \dot{t} = \Delta \dot{V} \dot{t}; \Delta \ddot{\tilde{V}}_0 \dot{t} = \Delta \ddot{V} \dot{t}; \\ \tilde{p}_1 \dot{t} = p_1 \dot{t} - p_{G_0}, \tilde{p}_G \dot{t} = p_G \dot{t} - p_{G_0}, \end{cases} \quad (2.20)$$

където ΔV е акумулирания маслен обем, p_1 е налягането на входа на акумулатора, p_G е налягането на газа, а с индекс „0” са означени параметрите, определящи изходното равновесно състояние. Времето като независима променлива е означено с t .

Така общото линеаризирано уравнение за динамиката на газо-хидравличния акумулатор придобива следния вид:

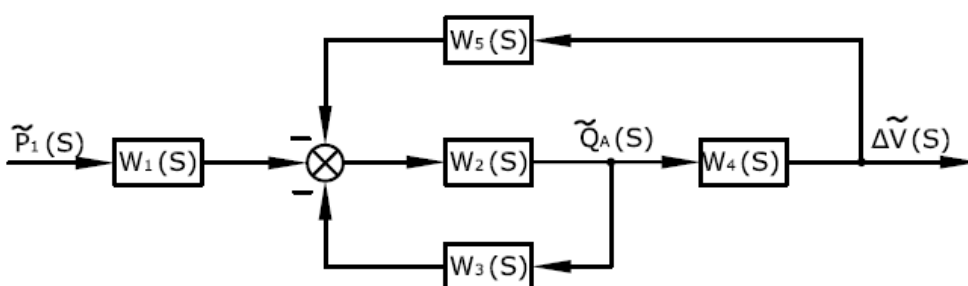
$$a_0 \frac{d^2 \Delta \tilde{V}}{dt^2} + a_1 \frac{d \Delta \tilde{V}}{dt} + a_3 \Delta \tilde{V} = A \tilde{p}_1 \dot{t}, \quad (2.21)$$

където $a_3 = b_2 + An \frac{p_{G_0}^2}{p_0 V_0}$.

Така се получава следната система:

$$\begin{cases} a_0 s \tilde{Q}(s) + a_1 \tilde{Q}(s) + a_3 \Delta \tilde{V}(s) = A \tilde{p}_1 s \\ \tilde{Q}(s) = s \Delta \tilde{V}(s). \end{cases} \quad (2.22)$$

От уравнение (2.22) се построява блоковата динамична схема, показана на фиг.2.3, като от нея ясно се виждат двете отрицателни обратни връзки. Едната е по дебит и физическият ѝ смисъл е свързан с пада на налягане в хидравличните съпротивления, а другата е по акумулиран обем и физическият ѝ смисъл е свързан с влиянието на изменението в газовото налягане и течната маса.



фиг.2.3

Ако разглеждаме малки колебания около установен режим в някакво заредено състояние при $Q_0 = 0$, т.е. отсъства установен дебит от акумулатора, тогава $a_1 = 0$ и уравнението (2.33) придобива вида:

$$a_0 \frac{d^2 \Delta \tilde{V}}{dt^2} + a_3 \Delta \tilde{V} = A \tilde{p}_1 \dot{t} \quad (2.23)$$

При представянето му в честотната област чрез Лапласова трансформация се получава следния израз:

$$T^2 S^2 + 1 \Delta \tilde{V} S = K \tilde{p}_1 S , \quad (2.24)$$

където:

$$T = \sqrt{\frac{a_0}{a_3}} = \sqrt{\frac{b_0 \Delta V_0 p_0 V_0}{b_2 p_0 V_0 + Anp_{G0}^2}} = \sqrt{\frac{\bar{\rho}_T p_0 V_0^2 p_{G0} - p_0}{Ap_{G0}(g\bar{\rho}_T p_0 V_0 + Anp_{G0}^2)}} , s - \text{ време константа;}$$

$$K = \frac{A}{a_3} = \frac{Ap_0 V_0}{g\bar{\rho} p_0 V_0 + Anp_{G0}^2} , m^5 / N - \text{ коефициент на усилване;}$$

$\Delta \tilde{V} S$, $\tilde{p}_1 S$ - изображения по Лаплас;

S - комплексна променлива на Лаплас.

От тук се извеждат предавателната функция и блоковата схема на динамичното звено – хидроакумулатор, които имат следния вид:

$$W S = \frac{\Delta \tilde{V} S}{\tilde{p}_1 S} = \frac{K}{T^2 S^2 + 1} \quad (2.25)$$

$$\tilde{p}_1(S) \rightarrow \left[\frac{K}{T^2 S^2 + 1} \right] \rightarrow \Delta \tilde{V}(S) \quad (2.26)$$

Изразът (2.25) представлява предавателната функция на консервативно динамично звено. Това означава, че при подаване на входен сигнал към динамичното звено на изхода ще се появят незатихващи колебания, тъй като в рамките на звеното липсва демпфиране.

В допълнение може да се разгледа режим „зареждане” или „разреждане” на акумулатора при някакви малки отклонения около „равновесно” положение, при което дебита е постоянен $Q_0 = const.$ Преобразувайки основния израз отново по Лаплас, се получава следният израз:

$$T_0^2 S^2 + T_1 S + 1 \Delta \tilde{V} S = K \tilde{p}_1 S , \quad (2.27)$$

където:

$$T_0 \equiv T = \sqrt{\frac{\bar{\rho}_T p_0 V_0^2 p_{G0} - p_0}{Ap_{G0}(g\bar{\rho}_T p_0 V_0 + Anp_{G0}^2)}} , s - \text{ времепостоянна;}$$

$$T_1 = \frac{a_1}{a_3} = \frac{Q_0 \bar{\rho}_T p_0 V_0}{Aa^2} \frac{2a^2 - 2Aa + A^2 \zeta^*}{\bar{\rho} g p_0 V_0 + Anp_{G0}^2} , s - \text{ времепостоянна;}$$

$$K = \frac{A}{a_3} = \frac{Ap_0 V_0}{g\bar{\rho} p_0 V_0 + Anp_{G0}^2} - \text{ коефициент на усилване.}$$

Правят се следните полагания:

$$T_0 = T ; \zeta = \frac{T_1}{2T} \text{ и } T_1 = 2\zeta T \quad (2.28)$$

Така дефинираните коефициенти се заместват в израза (2.27), за да се получи окончателния израз и съответната предавателна функция:

$$T^2 S^2 + 2\zeta T S + 1 \Delta \tilde{V} S = K \tilde{p}_1 S , \quad (2.29)$$

$$W S = \frac{\Delta \tilde{V} S}{\tilde{p}_1 S} = \frac{K}{T^2 S^2 + 2\zeta T S + 1} , \quad (2.30)$$

$$\tilde{p}_1(S) \rightarrow \left[\frac{K}{T^2 S^2 + 2\zeta T S + 1} \right] \rightarrow \Delta \tilde{V}(S) , \quad (2.31)$$

където:

$$\zeta = \frac{a_1}{2a_3T} = Q_0 \frac{2a^2 - 2Aa + A^2\zeta^*}{a^2} \sqrt{\frac{\bar{\rho}_T P_0 P_{G0}}{2A(g\bar{\rho}_T P_0 V_0 + Anp_{G0}^2) P_{G0} - P_0}} - \text{коэффициент на}$$

демпфиране;

ζ^* - коэффициент на местно хидравлично съпротивление на входа на акумулатора.

Така получената предавателна функция (2.30) може да описва динамиката на три отделни вида динамични звена, т.е. възможни са три различни варианта в зависимост от стойността на параметрите, характеризиращи звеното.

Вариант I. Колебателно динамично звено.

При този вариант е необходимо параметрите да имат следните стойности:

$$T_1 < 2T_0; 0 < \zeta < 1. \quad (2.32)$$

Резонансната честота на този тип звено се определя от израза:

$$f_R = \frac{1}{T} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\bar{\rho}_T P_0 V_0^2 P_{G0} - P_0}{Ap_{G0}(g\bar{\rho}_T P_0 V_0 + Anp_{G0}^2)}}} = \left(\frac{\bar{\rho}_T P_0 V_0^2 P_{G0} - P_0}{Ap_{G0}(g\bar{\rho}_T P_0 V_0 + Anp_{G0}^2)} \right)^{\frac{1}{2}}, \text{rad / s} \quad (2.33)$$

Вариант II. Аперидично звено от II-ри ред

При този вариант коэффициентът на демпфиране заема по-високи от единица стойности, т.е. $1 \leq \zeta \leq 90$.

Тъй като такъв тип звено може да се представи като последователно свързани две аперидични звена от първи ред, рационален начин за представянето му е чрез следната предавателна функция:

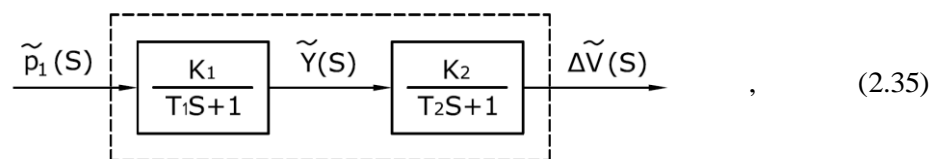
$$W(S) = \frac{\Delta \tilde{V}(S)}{\tilde{p}_1(S)} = \frac{K}{T_1 S + 1} \frac{1}{T_2 S + 1}, \quad (2.34)$$

където:

$$T_{1,2} = \frac{T}{\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1}}, \text{ s; - времекопстанти;}$$

$K = K_1 K_2$ - общ коэффициент на усилване.

Аналогично на предавателната функция и структурно блоковата схема може да се представи като две последователно свързани аперидични звена от I-ви ред:



където:

$\tilde{Y}(S)$ - междинна променлива по Лаплас.

Вариант III. Неминимално-фазово звено

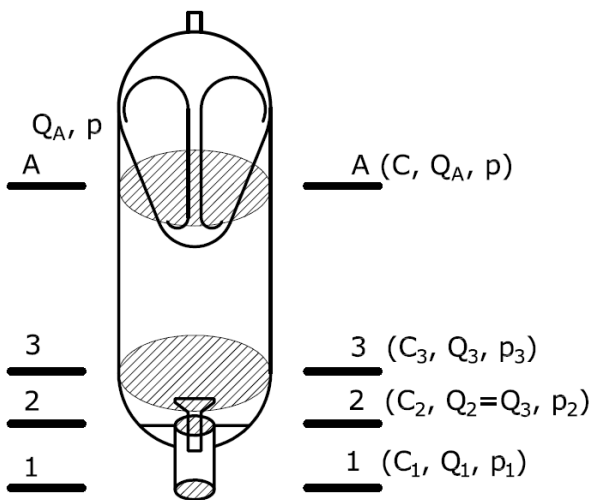
Това е специфичен случай, при който е налице отрицателно демпфиране $\zeta < 0$ в звеното. Макар и рядко, той е възможен при неправилно оразмеряване на акумулатора спрямо наложените му гранични условия. Подобно динамично звено би могло да се онагледява със следната характерна типова предавателна функция:

$$W(S) = \frac{\Delta \tilde{V}(S)}{\tilde{p}_1(S)} = \frac{K}{T^2 S^2 - 2\zeta T S + 1} \quad (2.36)$$

По същество това представлява динамично неустойчиво колебателно звено, като

това се приема за абсолютно недопустим режим на работа.

2.5 Разширен модел на газо-хидравличен акумулатор.



фиг. 2.4

Някои интересни явления, наблюдавани в експериментално изследване [Housel 1953], са причина да се потърси възможност за създаване на максимално изчерпателен модел, отчитащ добре динамичните режими на акумулатора. Изложеният вече динамичен модел ще бъде разширен, като при извеждането на новия модел ще отпадне допускането за постоянна плътност на течността, т.е. приема се, че течният обем в акумулатора е деформируем, но ще останат в сила всички останали допускания, дефинирани при извеждането на основния модел.

При създаването на разширения модел ще се използват отново базовите модели [Томов 2006], [Томов 2010] [Томов 1990]. Извеждането на модела е онагледено на фиг.2.4. Освен свиваемостта, като част от

общата динамика на акумулатора ще се разгледа и динамиката, определена от „гърлото“ на акумулатора. То ще бъде моделирано като къс тръбен участък. Моделът за процес „зареждане“ има вида:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\rho}_T \frac{dQ_A}{dt} \Delta V + \frac{\rho_0}{A} \frac{1+cp}{A} Q_A^2 + \bar{\rho}_T g \Delta V + Ap = Ap_2 + \frac{\rho_0}{a} \frac{1+cp_3}{a} Q_3^2 - b_1' Q_3^2, \\ Q_A^\uparrow \equiv \frac{d\Delta V}{dt} = Q_3 - c \frac{\rho_0}{\rho} \frac{dp}{dt} \Delta V = \frac{V_0 \cdot p_0^n}{n \cdot p^n} \cdot \frac{dp}{dt}; \quad p_2 > p \\ \Delta V = V_0 \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{1/n} \right], \\ cl \frac{dp_2}{dt} + 1 + cp_2 \frac{Q_2}{a} = 1 + cp_1 \frac{Q_1}{a}; \quad p_1 = p_1 t, \\ \frac{\bar{\rho}_T l}{a} \frac{dQ_2}{dt} + [\rho_0 (1+cp_2) + b_4'] \frac{Q_2^2}{a^2} + p_2 = \rho_0 \left(+ cp_1 \right) \frac{Q_1^2}{a^2} + p_1; \quad Q_1 = Q_1 \end{array} \right. \quad (2.37)$$

Аналогично е изведен и модел за процес „разреждане“.

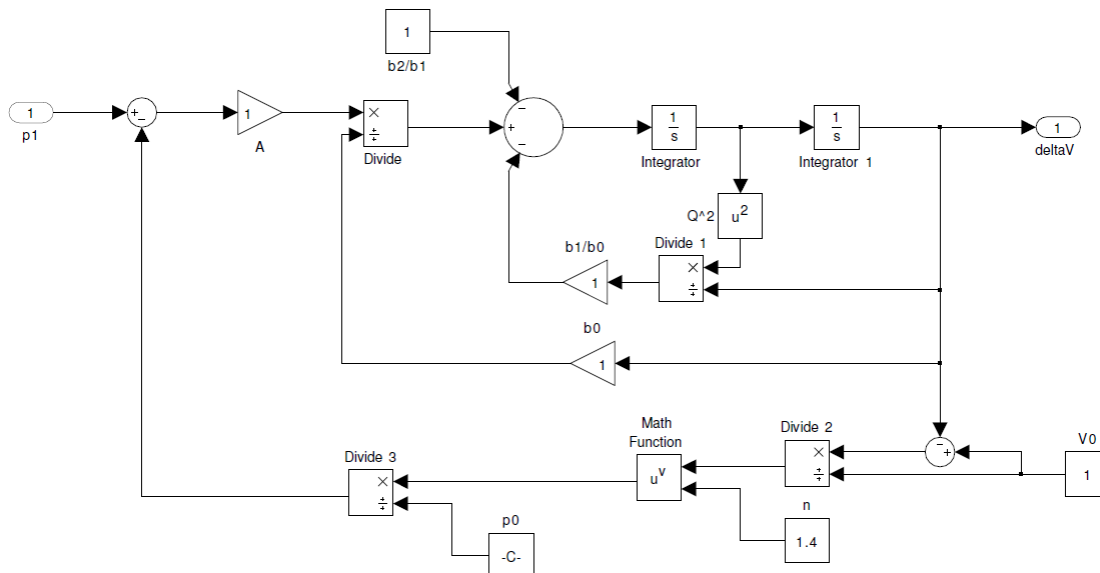
2.1 Симулационни диаграми

2.1.1 Симулационна диаграма на газо-хидравличен акумулатор.

Изхождайки от системата диференциални уравнения, представени в каноничен вид:

$$\begin{cases} \frac{dQ_A}{dt} = \frac{A}{b_0 \Delta V} \frac{p_1 - p}{b_0} - \frac{b_2}{b_0} \frac{b_1 Q_A^2}{b_0 \Delta V}, \\ \frac{d\Delta V}{dt} = Q_A^\uparrow; p_1 > p, \\ p = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 - \Delta V} \right)^{1/n}; p_1 = p_1 t, \end{cases} \quad (2.38)$$

се извежда следната симулационна диаграма:



фиг. 2.5

Подобно на динамичната блок схема тя също дава нагледна представ за връзките, но този път директно в нелинейния модел. На нея ясно се виждат обратните връзки, а те в този случай са три.

Глава III

3. Моделни експерименти

Моделните симулации са необходими както за верифицирането на използваните математични модели, така и за определяне и изследване на факторите, които имат влияние върху процеса.

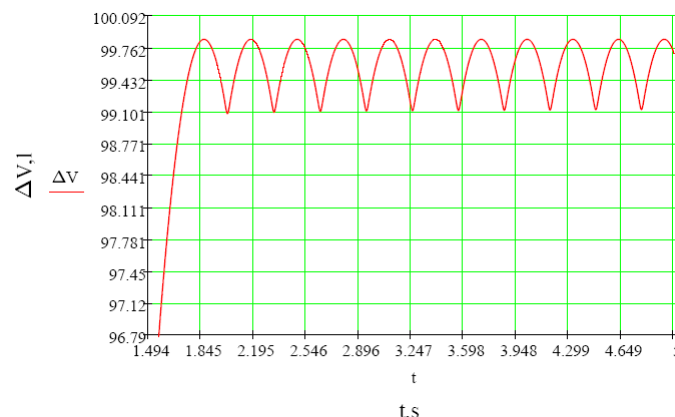
3.1 Моделен експеримент с базовия модел на газо-хидравличен акумулатор

Изследването на модела започва със симулиране на динамиката на акумулатор, използван в система за мазане на промишлена турбогрупа, в която са забелязани неустойчиви динамични процеси.

При опитите за симулация на процеса е установено, че базовите алгоритми за интегриране на обикновени диференциални уравнения не работят. След многократни опити е получено решение на уравнението, като е използвана алгоритъм за така наречените „твърди“ системи диференциални уравнения и изключително малка стъпка на интегриране. Решенията показват колебателен преходен процес, като след достигане на заредено състояние няма видимо затихване на колебанията по налягане и по дебит фиг.3.1.

За да се отхвърли вероятността, наблюдаваните „гранични колебания“ да са от чисто математически характер, се налага допълнително изследване на модела. За тази цел е направено цялостно изследване на линеаризирания модел, тъй като има ясно дефинирани методи и критерии за изследване на линейни динамични звена и

резултатите може да се представят както във времевата, така и в честотната област.



фиг. 3.1

От анализа на линеаризирания модел в предходната глава стана ясно, че поведението му силно зависи от неговите параметри. За целите на изследването е важно те да са подбрани така, че двата модела да имат максимално сходно поведение около точката на линеаризация.

Особен интерес представляват случаите, в които коефициентът на демпфиране е в границите $0 \leq \zeta \leq 1$, тъй като в този интервал динамичното поведение на звеното се изменя от изцяло консервативно, през колебателно, до апериодично от втори ред. За целите на моделния експеримент се избира стойност $Q_0 = 0.04, m^3 / s$, което ще осигури коефициент на демпфиране приблизително $\zeta = 0.5$. Така се избягва състояние на „гранична” устойчивост, но се наблюдава изразен колебателен характер на звеното.

За да се очертаят приблизително границите, в които линейният модел е адекватен, е направено сравнение на нелинейните членове от основния модел със съответните линейни членове от линеаризацията му. Установени са границите, в които се запазва приблизителното съответствие между нелинеен и линеен модел.

Качеството на преходните процеси на така представения линеаризиран модел може да се оцени косвено от положението на характеристичните корени в комплексната равнина. Използват се следните косвени показатели [Ищев 2004]:

α_h - степен на устойчивост (разстояние по абсцисата от нулата до най-близкия отрицателен корен);

$$\mu = \left| \frac{\beta}{\alpha}_{\max} \right| \text{ - колебателност на системата,}$$

където:

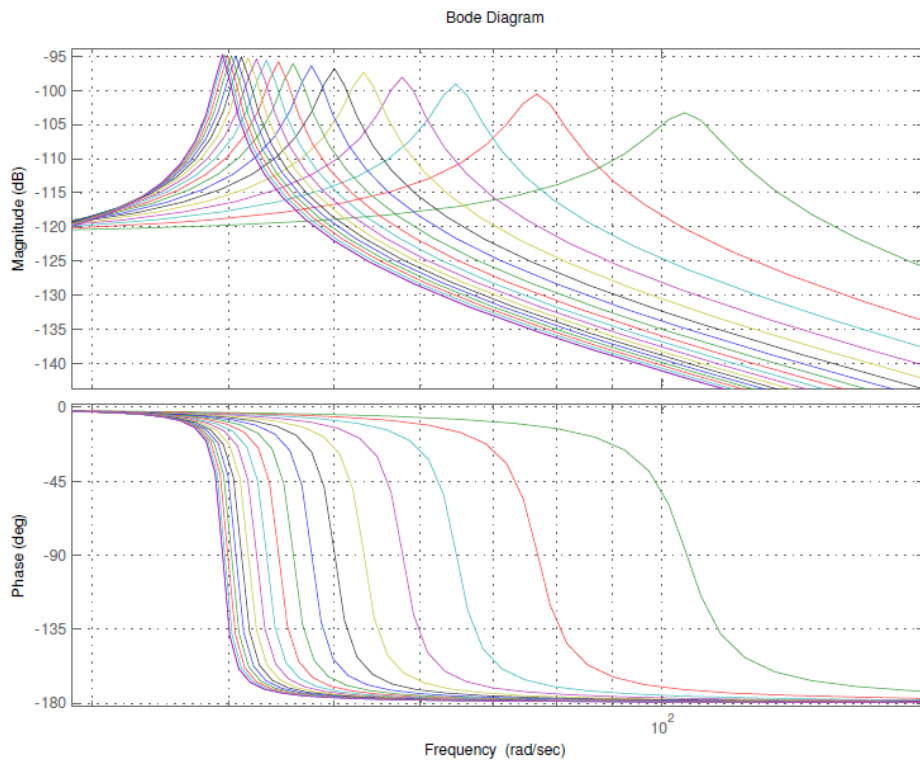
β - имагинерна част на комплексно спрегнатия корен;

α - реална част на комплексно спрегнатия корен.

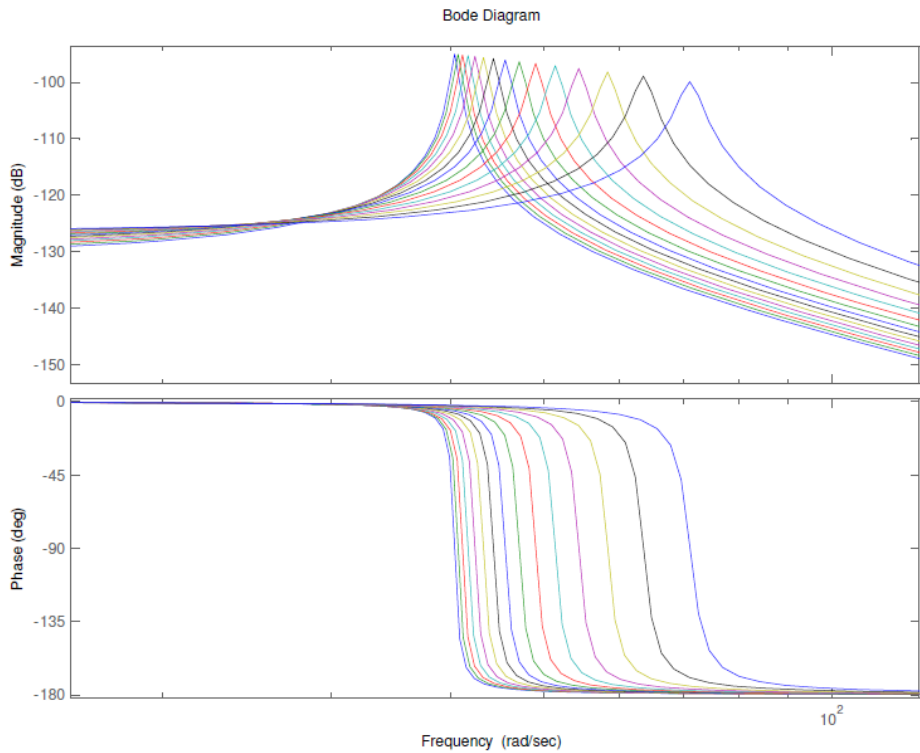
.Тъй като разглеждаме конкретна конструкция, геометричните размери и коефициентът на местно хидравлично съпротивление остават непроменени, тук се проследява само влиянието на установеното налягане в системата и налягането на предварително зареждане с газ на акумулатора.

Голямата част от корените на характеристичния полином са разположени съвсем близо до ординатната ос в комплексната равнина, което означава, че състоянията са близки до „граничната” устойчивост. При първоначално нарастване на налягането в системата устойчивостта рязко намалява и запазва сравнително ниска, постоянна стойност в по-голямата част от диапазона. С увеличаване на работното налягане, а с това и течния обем в акумулатора, колебателността на динамичното звено нараства почти линейно. Подобна картина се разкрива при намаляване на налягането на

предварително зареждане с газ.



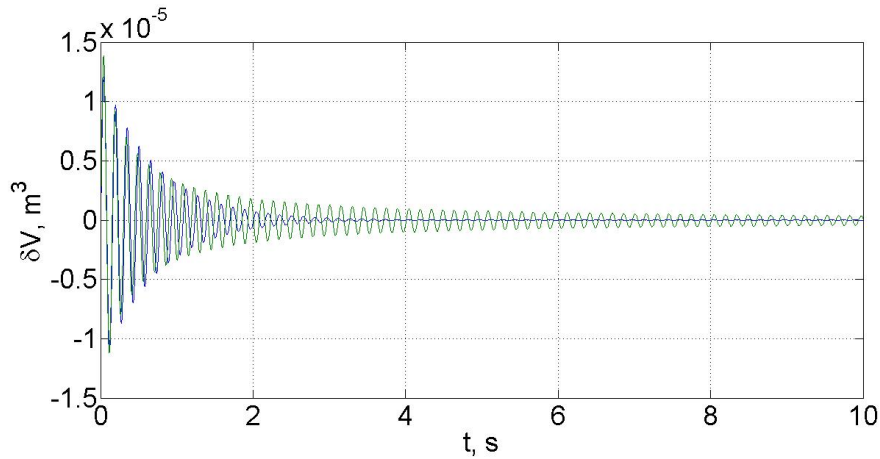
фиг. 3.2



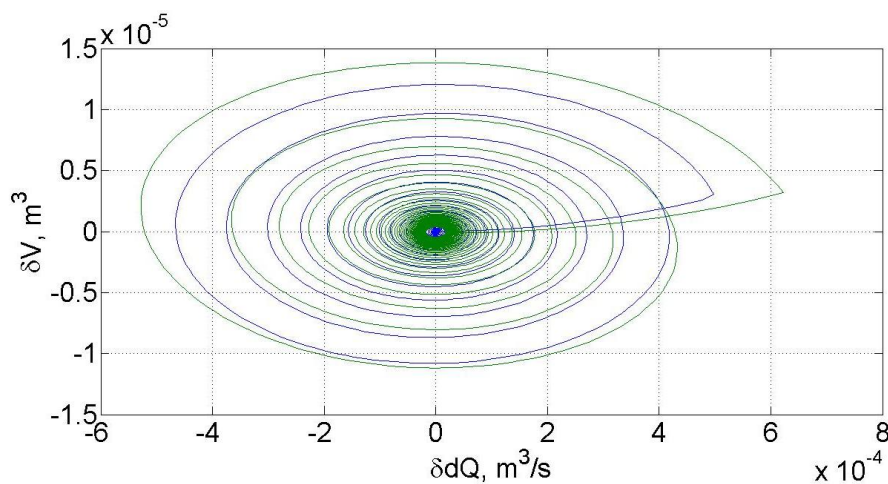
фиг. 3.3

По-нагледно тези промени се отразяват на фиг.3.2 и фиг.3.3, които представят динамиката на газо-хидравличния акумулатор чрез амплитудо-честотни и фазо-честотни характеристики. Получените резултати имат добро качествено сходство с

експериментално сметите честотни характеристики изведени в [Edge et. al. 1991] и [Kowal J. et. al. 2008]. Фиг.3.2 показва, че собствената честота на газо-хидравличния акумулатор нараства с увеличаване на работното налягане, а резонансните амплитуди намаляват. Обратният ефект се постига с намаляване на налягането на предварително зареждане с газ фиг.3.3.



фиг.3.4



фиг. 3.5

Направено е и сравнение на решенията, получени от нелинейния и линеаризиран модел при еднакво импулсно въздействие. То установява, че липсва съответствие между реакциите на системите. Това предизвиква съмнение в математическата устойчивост на модела.

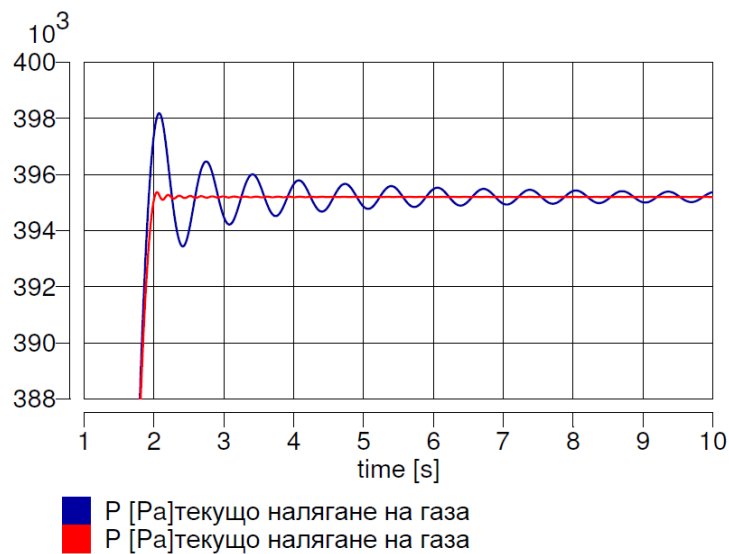
Направена е допълнителна проверка на модела, като той се прилага във формата му за процес „зареждане” при стъпално въздействие по налягане. От фиг. 2.3 и 2.5 се вижда, че моделът има местна отрицателна обратна връзка по дебит, както в блоковата динамична схема, така и в симулационната диаграма на базовия модел. Разликата е в начина, по който тя работи в двата случая. При базовия модел обратната връзка взема квадрата на дебита, което може да промени знака на сигнала. Така при възникване на отрицателни стойности на дебита от акумулатора в рамките на обратната връзка, знакът се променя и отрицателната обратна връзка се превръща в положителна, с което се внася и неустойчивост в поведението на модела. Всичко това обяснява необходимостта от превключване на моделите за „разреждане” и „зареждане” на акумулатора, дори когато общият характер на процеса е „зареждане” и колебанията, възникнали в рамките на преходния процес, са със сравнително малка стойност. Решение на проблема е

намерено, като квадратичната стойност на дебита се представи чрез произведение на текущата и абсолютната му стойност, като такъв подход е използван в [М.Комитовски 1999].

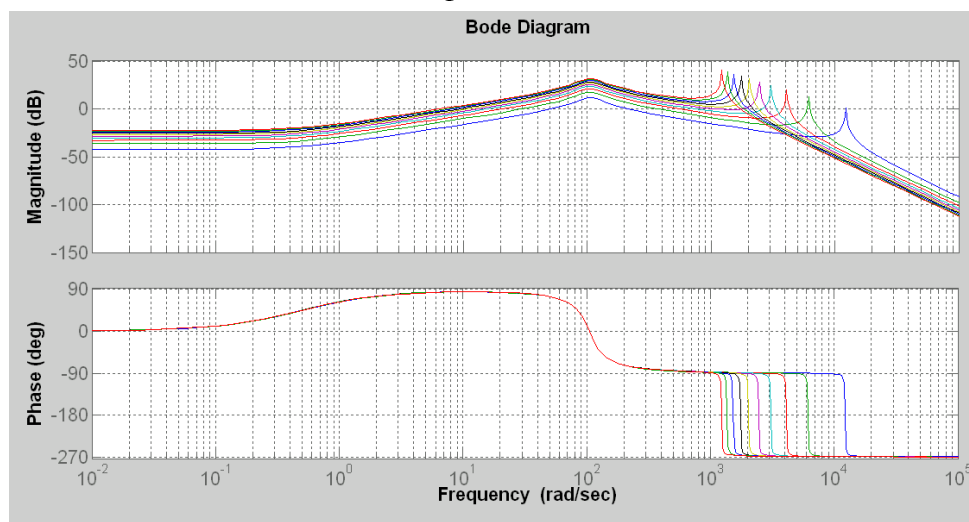
Прави се обратна проверка на полученото решение, като отново се търси съответствие между линеаризирания и нелинеен модел. Използвани са критерии за сравнение предложени в [JOHN WATTON 2009]. На фиг.3.4 и фиг.3.5 са сравнени както времевите реакции на моделите, така и техните фазови траектории. От графиките може да се направи извод, че има сравнително добро съответствие между двата модела. Това може да се счита за показател за устойчивостта на решението.

3.2 Моделен експеримент с разширения модел

Тук изследването ще бъде разширено, като се използва обобщеният математичен модел на газо-хидравличен акумулатор, който отчита допълнително динамиката на свързващия тръбопровод („гърло“) на акумулатора и „собствената“ динамика на течността. За целите ще бъде използван същият типоразмер акумулатор при същите условия.



фиг. 3.6

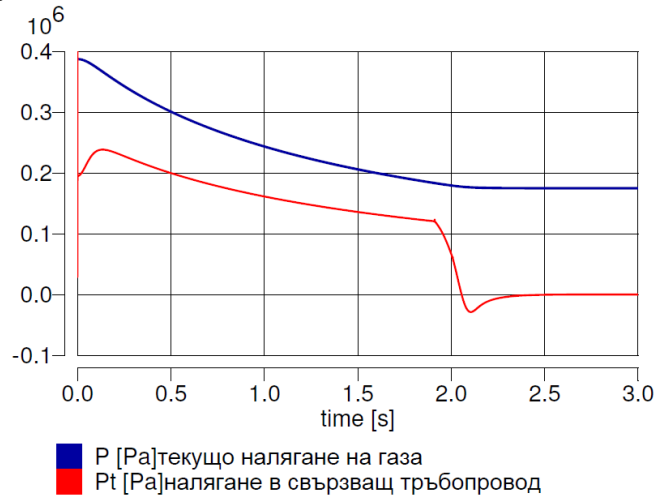


фиг. 3.7

Симулира се процесът „зареджане“. Общият характер на процеса е приблизително същият като разлика има само в стойността на колебанията в края на процеса. По каталожни данни дължината на „гърлото“ на газо-хидравличния

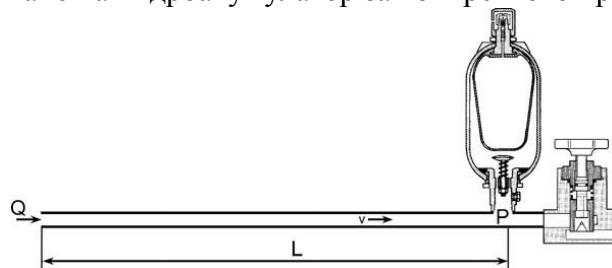
акумулатор, без свързващия тръбопровод, е сравнително малка (200mm), но от съпоставката на фиг.3.6 между получения преходен процес и този на базовия модел се вижда същественото влияние на свързващия елемент. На фиг. 3.7 е представено влиянието на дължината на свързващия тръбопровод върху честотните характеристики на модела. При добавянето на модела на свързващ тръбопровод се появява втори резонансен пик при по-висока честота. Общата амплитуда на резонансните режими нараства с увеличаването на дължината на свързващия тръбопровод.

Получените преходни процеси за процес „разреждане” са представени на фиг.3.8. В работни условия само процес „разреждане” е практически осъществим при стъпално въздействие по налягане, тъй като „зареждането” на акумулаторите обикновено се извършва от източници на дебит, а не от източници на налягане.



фиг. 3.8

Както в базовия, така и в обобщения модел се предвижда възможност за подаване на входен сигнал както по налягане, така и по дебит. Използването на различни „входни” за модела параметри обаче може да придобие смисъл в контекста на различните приложения на газо-хидравличния акумулатор и начина, по който той се включва, за да се реши ефективно един или друг проблем. Един подходящ пример за това, при какви обстоятелства „входното” въздействие за акумулатора е дебит, е даден [Rabie 2009]. Авторът разглежда системата показана на фиг.3.9, в която акумулатор е свързан близо до бързозатварящ се клапан. Поради близкото разположение на газо-хидравличния акумулатор при бързо затваряне на клапана потокът се пренасочва към акумулатора. Така се предотвратява рязкото спиране на стълба течност и съответно възникването на хидравличен удар. Авторът използва този подход, за да улесни процесът на оразмеряване на хидроакумулатор за конкретното приложение.



фиг. 3.9

За да се изясни влиянието на „входния” сигнал, е проведен и моделен експеримент, който включва две отделни симулации. При първата е прието постоянно входно налягане и ненулево начално условие за дебита в свързващия тръбопровод,

което в приближение е еквивалентно на описания по-горе случай. При втората симулация на входа на свързващия тръбопровод се подава импулс по налягане от еквивалентен на скоростта на флуида хидравличен удар, но при нулеви начални условия. За целта се използва формулата на Жуковски за „пряк” хидравличен удар [Martin 2000]:

$$\Delta p_{Jou} = \rho a \Delta v, \quad (3.2)$$

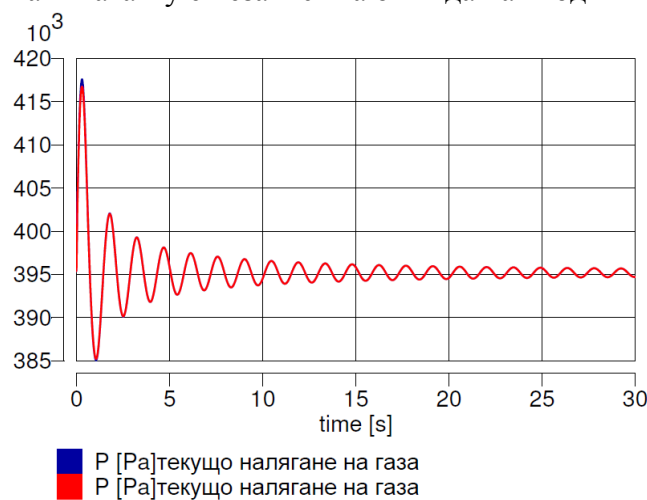
където:

Δp_{Jou} - стойността на налягането при хидравличен удар;

a - скоростта на разпространение на звука в средата;

Δv - мигновеното изменение на скоростта на потока.

Така получената стойност на налягането се подава към модела като правоъгълен импулс с дължина, равна на полупериода на вълната по налягане в съответния тръбопровод. На фиг. 3.10 са съпоставени получените преходни процеси в двата случая. Очевидно динамиката му е независима от вида на входния сигнал.



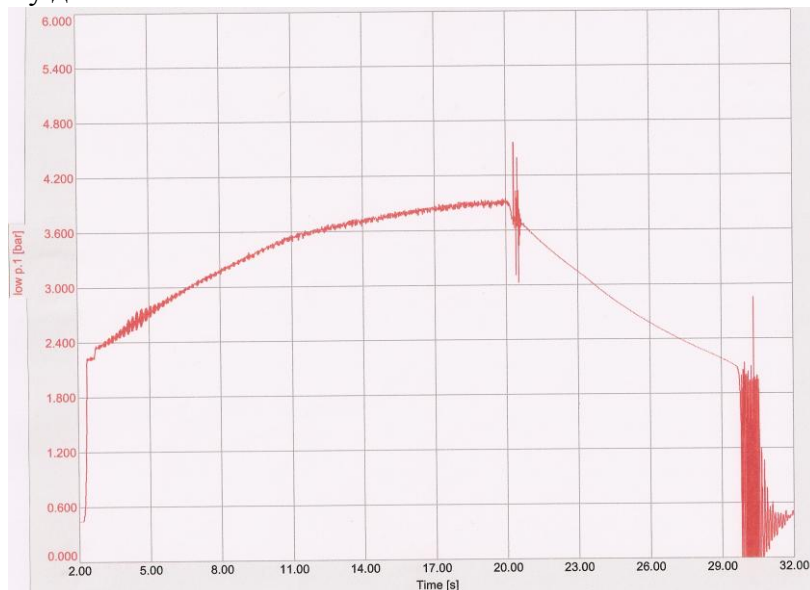
фиг. 3.10

В [Wachel at. al. 1988] се коментира, че при използване на газо-хидравлични акумулатори поставянето на насочващо устройство на входа на акумулатора подобрява тяхната ефективност при демпфиране на колебания. Така може да се допълни, че при енергийна еквивалентност на входния сигнал динамиката на акумулатора не зависи от вида му, но граничните условия, които системата налага, могат не само да променят условията на този сигнал, но и да увеличат общото количество енергия абсорбирано от акумулатора.

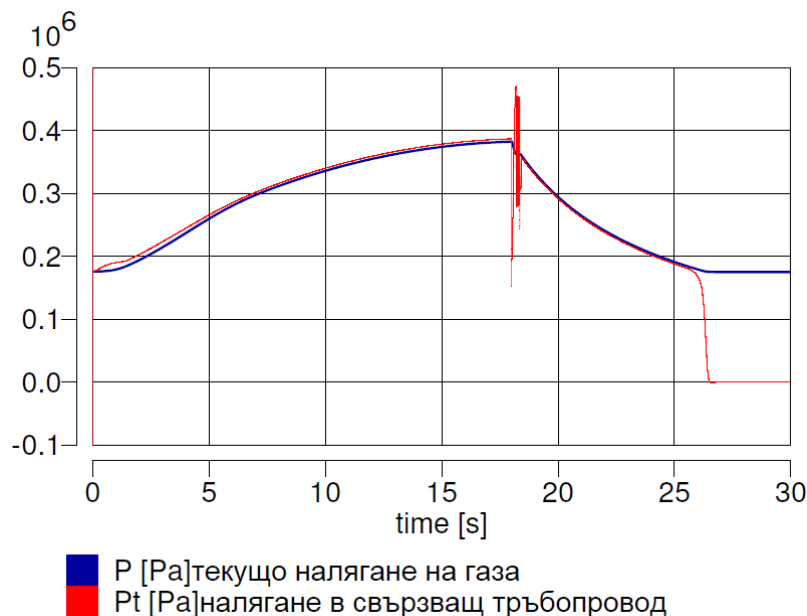
Като допълнение към серията моделни експерименти е представена симулация на реален процес, снет от система за мазане на турбогрупа и представен на фиг.3.11. Първоначалното изменение на налягането в системата отразява процес на зареждане на акумулатора при изолирана от него основна система. След достигане на максимално работно налягане помпата е спряна и от акумулатора към нея протича обратен поток, който предизвиква и затваряне на невъзвратния клапан на изхода ѝ. Рязкото му затваряне и скоростта на флуида са причина за възникване на хидравличен удар. Възникналите колебания по налягане при удара са незатихващи. При последващо отваряне на акумулатора към системата колебанията са преустановени, като следва сравнително плавен процес на „разреждане” на акумулатора през системата. След изчерпване на обема от масло в акумулатора разделителният балон ляга върху предпазната решетка на изхода, с което налягането на газа се запазва постоянно, а налягането в свързващия тръбопровод пада до минималното в системата.

Поради липса на подробна техническа информация се прави само опростена

симулация на системата, като основната цел е да се открие качествено, а не количествено сходство между теория и експеримент. Особено интересен, в разглеждания случай, е възникналият хидравличен удар и незатихващи колебания по налягане поради риска, който те създават за системата. От [KSB 2006] [Wen 2001] става ясно, че изчисляването на стойността на хидравличния удар е сложна задача и тя зависи от множество фактори, като един от основните е налагането на точни гранични условия. Това заедно с факта, посочен в [Adubi 1974], че понякога динамиката на самите невъзвратни клапани предизвиква неустойчиви колебания на налягането в системата е причина, без да се търси количествено съответствие, невъзвратният клапан да бъде моделиран като квадратичен дросел с променливо сечение и без отчитане на „собствената” му динамика.



фиг. 3.11



фиг. 3.12

Резултатът от проведената симулация е представен на фиг.3.12, като сходството между симулирания и реален процес е очевидно. Това дава ясни сигнали за потенциала на метода и е показател за работоспособността на представените модели.

Липсата на затихване във възникналите колебания по налягане е предвидена чрез линеаризирания му модел и получената предавателна функция. При липса на дебит в системата коефициента на демпфиране става нула, което определя и наблюдаваната „гранична“ устойчивост. Именно нарастването на дебита при отварянето акумулатора към системата е причина за нарастването и на коефициента на демпфиране, при което внезапно изчезват колебанията в системата.

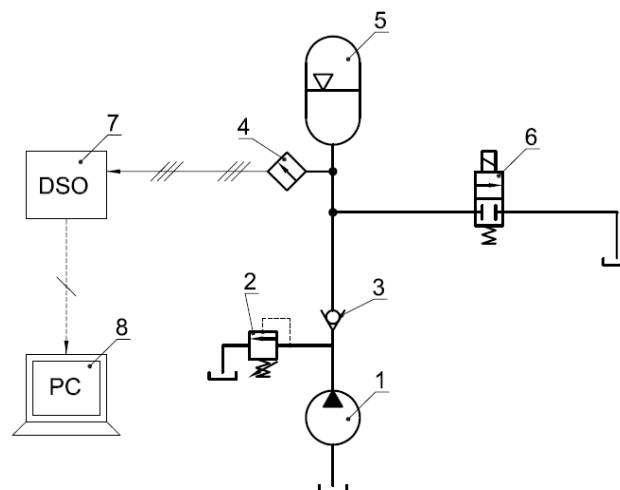
Разбира се, описаният по-горе процес е само един частен случай, демонстриращ значението на динамичното поведение на акумулаторите. Той отговаря на конкретни гранични условия, но всичко това ясно демонстрира необходимостта от един пълноценен и работоспособен динамичен модел. Това дава възможност не само подобни динамични явления да се избегнат още в проектна фаза, но и да се анализират и дефинират по-ясно конкретните причини за възникването им.

Глава IV

Натурни експерименти и проверка за сходство на получените резултати

4.1. Експериментално изследване на хидроакумулатор

Експерименталното изследване на газо-хидравличен акумулатор е трудно, тъй като възможността за измерване на параметрите в газовия обем са ограничени, а работата с газова фаза е свързана с невъзможността да се пренебрегне термодинамиката на процеса. В случая, единствените параметри, достъпни за пряко измерване, са налягането и дебита на изхода от хидравличния акумулатор. При планирането на експеримента и избора на подходяща система основен критерий е възможността да се извлече максимална информация за състоянието на газа. В този смисъл, използването на обменен дебит като „входен“ параметър има известни предимства, тъй като позволява пряко да се определи акумулираният обем от течност в рамките на преходните процеси, а с това и обемът на газа в акумулатора. За съжаление, измерването му при динамични процеси среща определени затруднения, свързани с инерционността на използваните дебитомери. Много по-точна информация за динамиката на процеса може да се получи при измерване на налягане.

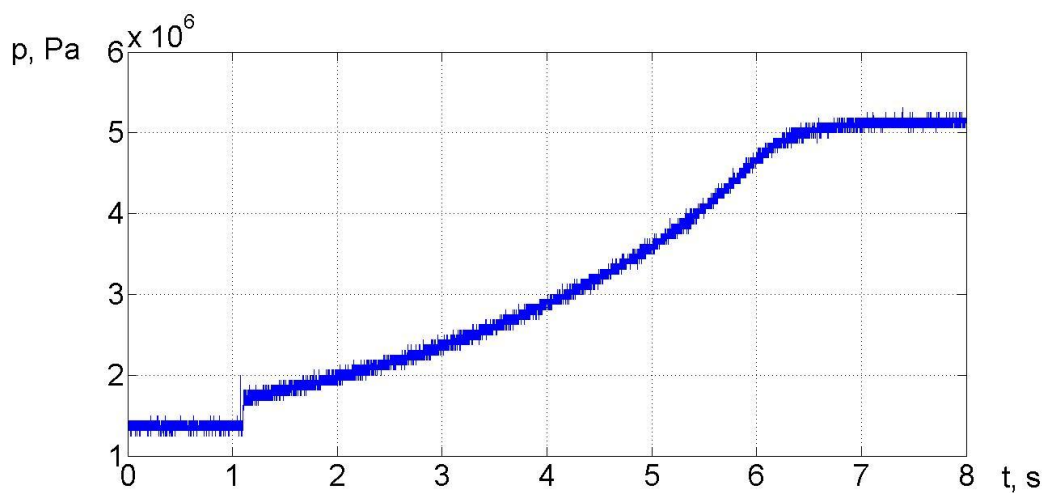


фиг. 4.1

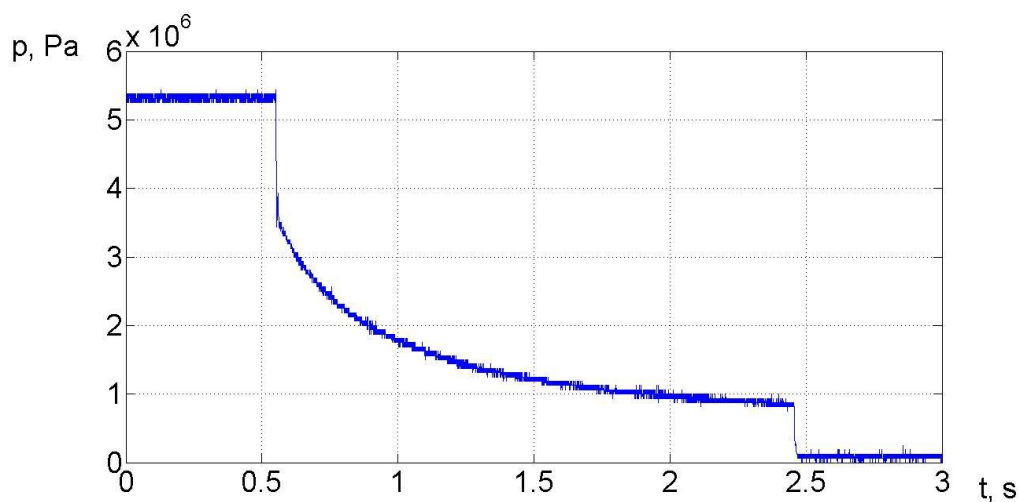
Където: 1-зъбна помпа; 2-предпазен клапан; 3-невъзвратен клапан; 4-датчик за налягане; 5-мембранен хидроакумулатор; 6-двупътен двупозиционен хидравличен разпределител; 7-дигитален осцилоскоп; 8-компютър.

Експерименталната уредба фиг.4.1 е изградена с хидроелементи от лабораторията “Festo” в катедра КСУ на ВВМУ. При измерването дигиталният осцилоскоп е проверен за бързодействие, отклонение от нулата и коефициент на усилване по канали [Fluke 2009].

При установени режими на работа обемният дебит може да се определи чрез използване на предварително снета дебитно напорната характеристика на обемната помпа заедно със заградителната характеристика на предпазния клапан. Този метод може да се използва и при снемане на динамични характеристики [Hružík et. al. 2013]. При повечето дебитомери изменението на дебита е свързано с изменение на честотата на въртене на работния орган и съответно влиянието на инерционността му. За разлика от тях захранващата помпа има сравнително постоянни обороти независимо от работните условия, което премахва влиянието на инерционността на работните органи. Така, познавайки налягането в хидравличната част, може да се определи дебита на изхода от помпата дори при бързо изменение на състоянието в хидросистемата.



фиг. 4.2



фиг. 4.3

Снетият процес на „зареждане” дава сравнително гладка крива на изменение на налягането фиг.4.2. Различна картина показва графиката на изменението на налягането при „разреждане” фиг.4.3, като при отваряне на електромагнитния клапан към масления резервоар налягането почти мигновено намалява с около 20bar. На пръв

поглед това явление изглежда неочаквано, като в резултатите от представения на фиг.3.11 реален процес липсват подобни значителни изменения. Връщайки се обаче отново към числените експерименти, изложени в предходната глава, на фиг.3.8 се вижда, че при бърз процес на „разреждане“ възниква значителна разлика между налягането на входа на акумулатора и налягането в газовата му част.

4.2. Моделиране на изследваните процеси

За да се извърши верификация на изложения обобщен динамичен модел на газохидравличен акумулатор, представените по-горе експериментално снети процеси са моделирани и симулирани, след което резултатите от теория и експеримент са сравнени за наличие на сходство.

За повечето използвани елементи точните размери и характеристики са определени във [FESTO 2006]. За такива елементи като разтоварващия блок на газохидравличния акумулатор, за които подобна подробна информация липсва, се използват приблизителни стойности от най-близкия по вид и типоразмер елемент, за който е открита подобна информация [HYDAC 2012].

От направените по-рано пояснения става ясно, че входният дебит се определя на база напорно-разходната характеристика на помпата, заградителната характеристика на предпазния клапан и налягането в масления обем.

За да може с достатъчна точност да се моделират процесите в газовата част на акумулатора, трябва да се избере подходящ степенен показател на политропата. Той зависи от началното и крайното състояние на газа, като началните условия се определят от номиналния обем на акумулатора и налягането на предварително зареждане с газ, а крайните условия се определят от налягането на настройка на предпазния клапан и сумарния обем от масло, който помпата е подала към акумулатора, което определя и газовия обем. След като началното и крайното състояния са известни, степенният показател на политропата от [Butterfield et. al. 1986] се определя като:

$$n = \frac{\log(p_0 / p_f)}{\log(V_f / V_0)}, \quad 4.1$$

където:

p_0 – начално налягане;

p_f – крайно налягане;

V_0 – начален обем;

V_f – краен обем.

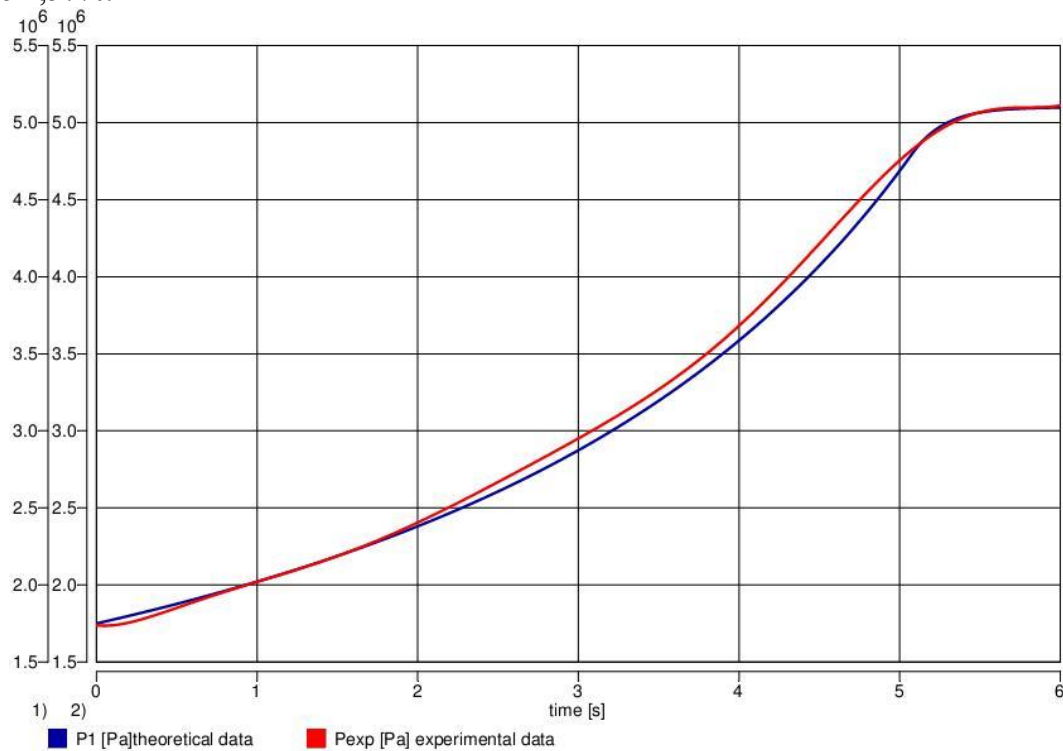
Крайният акумулиран обем от масло се определя, като се интегрира във времето отдаденият дебит от помпата при изменение на налягането по експериментално снетите данни.

Данните от експерименталното и числено изследване са сравнени на фиг.4.4, като критерии за точността на модела е средно квадратичното отклонение [Smith 1999] от експерименталните данни, което в случая е $\sigma=5,231 \cdot 10^4$ Pa. Ако представим получената грешка чрез относителното отклонение, то ще има стойност от около 1%.

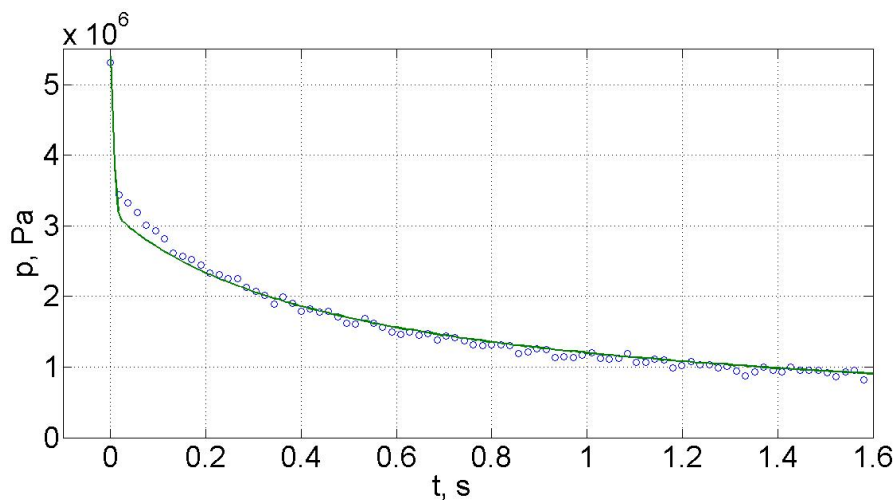
За да бъде симулиран процесът „разреждане“, се използва „входен“ сигнал по налягане, като се прави опростяващото допускане, че в системата е настъпило стъпално намаляване на налягането до това в масления резервоар.

Данните от експерименталното и числено изследване са сравнени на фиг.4.5. За нагледност при сравнението са използвани ограничен брой точки от експериментално снетите данни, които са взети през равни времеви интервали. Критерии за точността на модела е средно квадратичното отклонение от експерименталните данни, което в

случая е $\sigma=8.4929 \cdot 10^4 \text{Pa}$. Представено като относителна грешка посоченото по-горе е около 1,57%.



фиг. 4.4



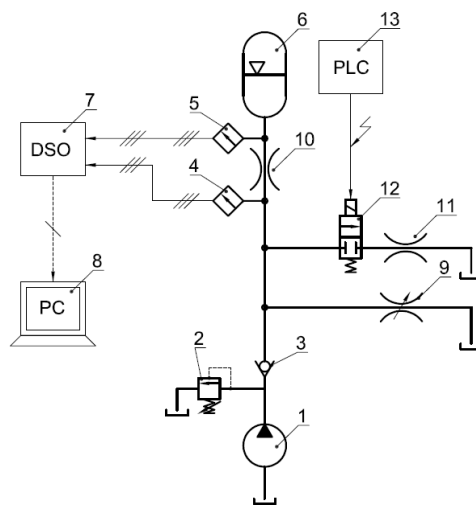
фиг. 4.5

Пълно динамично съответствие между теория и експеримент може да бъде установено чрез амплитудно-фазови и амплитудно-честотни характеристики и то само в околността на даден установен режим (например „заредено” състояние) на акумулатора. За съжаление експерименталното снемане на честотни характеристики на какъвто и да е хидравличен компонент е свързано със сериозни технически ограничения. За да може да се изгради подходяща уредба, са необходими бързодействащи сервоклапани, които да позволяват създаването на „входен” хармоничен хидравличен сигнал в широк честотен диапазон. Освен това, за да се запази условието за линейност, трябва да има възможност за управление на сигнала по амплитуда. Много е трудно да се изолира динамиката на изследвания елемент от динамиката на всички останали компоненти, използвани в експерименталната уредба.

Друго техническо ограничение, както беше споменато вече, е динамичното измерване на обемен дебит. Компонентите, достъпни в лаборатория “FESTO”, не позволяват преодоляване на тези ограничения.

Експерименталното изследване на динамиката на газо-хидравличен акумулатор е разширено, като е използвана експерименталната уредба, представена на фиг. 4.6.

Първоначално, представената хидросистема се въвежда в действие и при установен режим се задава постоянно налягане чрез паралелно включения дросел 9. След това се включва контролерът 13, който е програмиран да подава правоъгълни електрически импулси, честотата на които може да бъде управлявана. Електрическият сигнал се подава за управление на електромагнитния разпределител 12. Отварянето му предизвиква изменение в общото съпротивление на системата чрез дросел 11 и съответно колебания на налягането. Така се създава „входен” хидравличен сигнал по налягане с променлива честота. Получените колебания обаче не са хармонични, а амплитудата им трудно се поддържа в зададени граници.



фиг. 4.6

Където: 1-зъбна помпа; 2-предпазен клапан; 3-невъзвратен клапан; 4, 5-датчик за налягане; 6-мебранен хидроакумулатор; 7-дигитален осцилоскоп; 8-компютър; 9-регулируем дросел; 10, 11-нерегулируем дросел; 12-електромагнитен разпределител; 13-PLC – контролер.

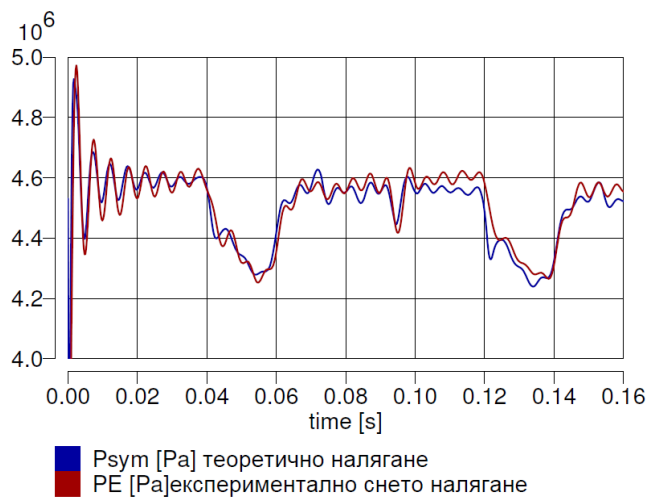
Както стана ясно от блоковата динамична схема на газо-хидравличния акумулатор, при входен сигнал по налягане, изходният сигнал е акумулираният обем масло или дебитът като негова производна. Директно измерване на акумулиран обем е възможно само при използване на специални бутални акумулатори, а измерването на дебита в динамика е ограничено поради посочени вече причини. Известен потенциал в това отношение има прилагането на дроселния принцип за измерване на дебит, като той се използва в изследването [Tita et. al. 2005], където системата също съдържа хидроакумулатор. При такъв подход е възможно да се измери налягането на „входа” и налягането на „изхода” от дроселиращ клапан. Така може косвено да се определи стойността на дебита, като се използва динамичен модел на клапана, какъвто е предложен във втора глава на настоящата работа. Естествено използването на получените данни за верифициране на друг моделен експеримент създава известни условия.

Подобен подход е в основата на описания експеримент. В представената на фиг. 4.6 система дебитът през дросел 10 зависи от налягането, измерено от датчик 4, което се явява „входно” за подсистемата клапан-акумулатор. Определящи за стойността на

този дебит са още динамиката на клапана и динамиката на газо-хидравличния акумулатор. Акумулаторът заедно със свързващият тръбопровод определят съпротивлението на системата след клапана, а с това и налягането след него. Това налягане се измерва чрез датчика 5 и тъй като зависи от динамиката на клапана и акумулатора, може да служи за верифициране на данни получени чрез моделен експеримент, изследващ тази динамика. Така се избягва условността, описана по-горе.



фиг. 4.7

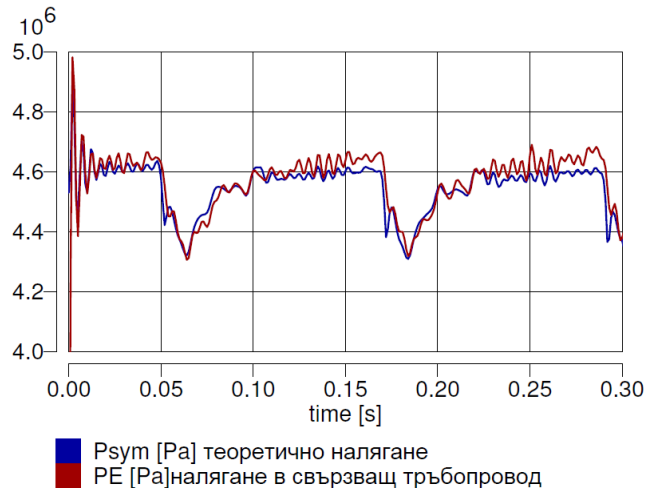


фиг. 4.8

На фиг.4.7 е представен резултат от проведения натурен експеримент. Със синьо е представено изменението на „входното” налягане, генерирано от отварянето и затварянето на електромагнитния разпределител, а с червено е представено измереното колебание на налягането след дроселиращия клапан 10. Експерименти са проведени при различни честоти на „входния” сигнал, но тук са представени за сравнение данни от изпитание при средно налягане от 45bar в системата и честоти 25Hz и 15Hz, които може да се разгледат като представителни.

За симулацията е моделирана само подсистема клапан-акумулатор, като полученото налягане на изхода от игления клапан е сравнено с експерименталните данни. Абсолютното отклонение и в двата представени случая е от порядъка на $\sigma=4.10^4$ Pa. Сравнението е представено графично на фиг.4.8 и фиг.4.9. Освен по абсолютна стойност полученият теоретичен резултат успява да следва добре реалното изменение на налягането и по форма, т.е. качествено. Получената в този случай по-

ниска стойност за квадратичното отклонение в сравнение с процесите на „зареждане” и „разреждане” на акумулатора се отдават на по-слабото влияние на термодинамичните процеси в газовия обем на акумулатора. Това е така поради факта, че процесите са достатъчно бързи и може да бъдат описани чрез адиабатен закон на свиване и разширение на газа.



фиг. 4.9

От направените по-горе сравнения става ясно, че използваният обобщен динамичен модел на газо-хидравличен акумулатор успява добре да опише реалните процеси в експерименталната уредба. Това потвърждава както работоспособността му, така и потенциала на използвания подход за моделиране, предложен в [Томов 1990].

Заклучение

5.1. Обобщение на получените резултати

В резултат на проведените теоретични и експериментални изследвания в дисертационния труд е постигната основната цел и са решени поставените задачи.

1. Разработен е обобщен динамичен модел на газо-хидравличен акумулатор, отчитащ променливата течна маса в акумулаторното тяло, свиваемостта на течността и динамиката на „гърлото” като свързващ тръбопровод.
2. Изведен са линеен модел, блокова динамична схема и обобщена предавателна функция. На тяхна база са оценени взаимовръзките между режимните параметри на акумулатора и е направена предварителна качествена оценка на динамиката на газо-хидравличния акумулатор.
3. Изведените модели са приложени към конкретен типоразмер газо-хидравлични акумулатори, използвани в реална система за мазане на турбогрупа.
4. Изследвани са факторите, които променят структурата на динамичното звено. Изменението е проследено чрез количествена оценка на устойчивостта и колебателността на звеното, както и чрез изместването на амплитудно-честотните и фазо-честотни характеристики на полученото линейно динамично звено.
5. Определени са границите за адекватност на линеаризирания модел и чрез него е изследвана математическата устойчивост на нелинейния динамичен модел. Математическата устойчивост е доказана еднозначно.
6. Проведени са моделни експерименти, които изследват качеството на преходните процеси, получени при прилагането на нелинейния динамичен модел, влиянието на наложени гранични условия и вида на входния за модела сигнал. Резултатите от този

анализ са приложени за моделиране и симулиране на процесите в реална система за мазане на турбогрупа. При сравнение на реалните процеси, снети от системата и резултатите от симулацията е постигнато много добро качествено съответствие.

7. Планирани са и са проведени натурни експерименти с газо-хидравличен, мембранен хидроакумулатор. Снети са данни за различни динамични процеси.

8. Моделирани са и са симулирани процесите в използваните експериментални уредби, като освен обобщения динамичен модел на газо-хидравличен акумулатор се прилагат предварително изведени динамични модели на тръбопровод и арматура.

9. Получените експериментални и моделни данни са обработени и сравнени, като е получено много добро качествено и количествено сходство независимо от вида на преходния процес.

10. Проведените моделни и натурни експерименти категорично демонстрират работоспособността на изведения обобщен динамичен модел на газо-хидравличен акумулатор.

11. Полученият динамичен модел може ефективно да се използва при оразмеряване на всякакъв вид газо-хидравлични акумулатори, които имат динамични режими на работа, като се оптимизират цялостно процесите в съответната система.

12. Представеният модел дава възможност да се предвидят и избегнат нежелани явления като хидравлични удари и незатихващи колебания по налягане в системата още в проектна фаза и да бъдат предприети мерки по избягването им.

13. Представеният модел дава възможност за сравнително точно, бързо и евтино изследване на влиянието на различни конструктивни параметри върху динамиката на газо-хидравличния акумулатори при проектиране на иновативни като конструкция акумулатори за решаване на специфични задачи.

5.2. Приноси на докторанта

В дисертацията са постигнати следните научно-приложни и приложни приноси:

1. Предложен е обобщен динамичен модел на газо-хидравличен акумулатор с отчитане на променливата течна маса, свиваемост на течността и динамиката на „гърлото“ на акумулатора.

2. Предложен е динамичен модел на иглен клапан като уточнено гранично условие, приложено към хидроакумулатора.

3. Проведени са моделни експерименти и е доказана работоспособността и практическата приложимост на разработените динамични модели.

4. Реализирани са натурни експерименти с газо-хидравличен акумулатор и е получено удовлетворително сходство между теоретични и експериментални резултати.

5.3. Възможности за внедряване на получените резултати в практиката

Част от получените теоретични резултати са внедрени предварително в нисконапорна маслена система за мазане на лагерите на промишлена турбогрупа в цех „Азотна киселина“ на „Агрополихим-АД“ в промишлена зона на гр. Девня. Използвани са газо-хидравлични акумулатори балонен тип с размер $V_0 = 300l$ за осигуряване на автоматично превключване на маслените центробежни помпи без спадане на налягането в хидросистемата и без прекъсване на технологичния процес. Разработката е осъществена с участието на фирма „HYDAC International“, Германия – клон Варна. Маслената система се експлоатира безпроблемно до настоящия момент. Реализиран е голям икономически ефект с прекратяване на нерегламентираните престои и загуба на технологично време.

Възможно е внедряване в разработки като [Tita et. al. 2005], която представлява хидравлична система за динамично измерване на осовото натоварване на коли. Тя

включва в състава си както газо-хидравличен акумулатор, така и иглен клапан, наложен като уточнено гранично условие на входа на акумулатора. Експерименталната уредба, използвана в конкретния случай, е много сходна с уредбата, използвана за целите на настоящата работа фиг. 4.6.

Използването на адекватен математичен модел ще позволи трансформирането на измерения сигнал в желаната величина с по-голяма точност. Предложеният в настоящата работа обобщен динамичен модел заедно с математичният модел на иглен клапан имат добър потенциал в това отношение, тъй като при сходни условия те осигуряват много по-добро сходство между теория и експеримент, отколкото теоретичната база, използвана от авторите на публикацията.

Публикации по дисертационния труд

1. Томов П. Д. Янулов. Моделен и натурен експерименти на преходните процеси в газо-хидравличен акумулатор .Известия на съюза на учените-Варна. Серия „Технически науки” 2’2005, 1’2006. с.45-48.
2. Томов П. Д. Янулов. Експериментално изследване на дълъг гъвкава тръбопровод с хидроакумулатор. Дни на механиката. Варна 2014.(под печат)
3. Янулов Д. П. Томов. Моделен и натурен експеримент с хидроакумулатор и къс тръбопровод.Морски научен форум. Том 3.ВВМУ-Варна,2011,с.63-71. ISSN 1310-9278.
4. Янулов Д..Динамика на пневмо-хидравличен акумулатор.Научна сесия с международно участие на ВВМУ-Варна.Май,2013. Морски научен форум. Том 3, 2013, с.33-38. ISSN 1310-9278.
5. P. Tomov, D. Yanulov. Dynamic Characteristics of Pneumo-Hydraulic Accumulator (Hydrophor). International Conference of Marine Science an Technology, Black Sea 2005, pp.139-141