Условни означения

<u>Означения на латиница</u>

Означение	*Мерна единица*	*Наименование*
A	$[m^2]$	площ на живото сечение на течението
b	$[m]$	ширина на каналите на работното колело
c	$[-]$	моларна концентрация
C	$[-]$	константа
C_D	$[-]$	коефициент на хидродинамично съпротивление на газовия мехур
C_V	$[-]$	коефициент на присъединена маса на мехура
D	$[m]$	диаметър на работното колело
D_h	$[m]$	хидравличен диаметър на каналите на работното колело
D_b	$[m]$	диаметър на газовия мехур
F	$[-]$	критерий на Фишер
F_C	$[N]$	центробежна сила
f_D	$[N/m^3]$	сила на хидродинамично съпротивление, отнесена на единица обем
f_V	$[N/m^3]$	сила от присъединена маса, отнесена на единица обем
F_D	$[N]$	сила на хидродинамично съпротивление
F_V	$[N]$	сила от присъединена маса
F_f	$[N]$	сила на триене
g	$[m/s^2]$	стандартно земно ускорение, $g = 9{,}81\,m/s^2$
H	$[m]$	напор
h	$[m]$	загуби на напор
L	$[m]$	характерен размер
$\dot{m}$	$[kg/s]$	масов дебит
m_b	$[kg]$	маса на газовия мехур
M	$[kg/kmol]$	моларна маса
M	$[N \cdot m]$	въртящ момент
M	$[-]$	матрица на масата (масова матрица)
n	$[min^{-1}]$	честота на въртене на работното колело
n_b	$[-]$	брой мехури
$\overline{n}_b$	$[m^{-3}]$	брой мехури в единица обем (числена плътност на газовите мехури)

n_s	$[min^{-1}]$	специфична честота на въртене на помпата
N	$[-]$	брий опитни точки
p	$[Pa]$	статично налягане
p_f	$[Pa]$	загуби на налягане от триене
P	$[kW]$	мощност на помпата
q	$[m^3/s]$	протечка през предното уплътнение на работното колело
Q	$[m^3/s]$	обемен дебит
R	$[J/(mol \cdot K)]$	универсална газова константа
R^2	$[-]$	коефициент на детерминация
R_b	$[m]$	радиус на газовия мехур
R_f	$[-]$	коефициент на загубите от триене при движение на двуфазна смес от вода и въздух
r	$[m]$	радиална координата
s	$[m]$	криволинейна координата
S^2	$[-]$	дисперсия
t	$[m]$	стъпка на лопатките на работното колело
$t_{\gamma;k}$	$[-]$	критерий на Стюдънт
T	$[^oK]$	абсолютна температура
u	$[m/s]$	преносна скорост
υ	$[m/s]$	абсолютна скорост
V	$[m^3]$	обем
w	$[m/s]$	скорост, относителна скорост
x	$[-]$	масова концентрация на газовата фаза
$y(s)$	$[-]$	неизвестна функция
$Y[\ ]$	$[-]$	вектор
z	$[-]$	брой на лопатките на работното колело

<u>Гръцки символи</u>

Означение	*Мерна единица*	*Наименование*
α	$[-]$	обемна концентрация на газовата фаза
α'	$[-]$	приведена обемна концентрация на газовата фаза
β	$[rad]$	ъгъл между относителната скорост w и направлението на преносната скорост u
δ	$[m]$	дебелина на лопатката на работното колело
Δ	$[-]$	грешка

ε	$[-]$	безразмерен радиус на работното колело
ζ	$[-]$	коефициент на местно съпротивление
η	$[-]$	коефициент на полезно действие на помпата
κ	$[Pa^{-1}]$	коефициент на Хенри
μ	$[Pa \cdot s]$	коефициент на динамичен вискозитет
ν	$[m^2/s]$	коефициент на кинематичен вискозитет
π	$[-]$	числото π
ρ	$[kg/m^3]$	плътност
σ	$[N/m]$	коефициент на повърхностно напрежение
σ	$[-]$	средно квадратично отклонение
ϕ	$[-]$	коефициент на дебита
ψ	$[-]$	коефициент на загубите на напор
Ψ	$[-]$	коефициент на напора
$\Delta\Psi_r$	$[-]$	коефициент на повишаване на налягането в работното колело в радиално направление
ω	s^{-1}	ъглова скорост на работното колело

Долен индекс

Означение	*Наименование*
0	условия на работа на помпата с чиста течност
1	начална точка на токовата линия в работното колело
2	непосредствено преди изхода на работното колело
3	непосредствено след изхода на работното колело
4	след внезапното разширение на потока след изхода на работното колело
5	след изравняване на скоростите на двете фази
d	изход на помпата
exp	разширение
f	триене
H	хидравличен, хидравлична
imp	работно колело
m	меридианна компонента
mix	размесване
n	номинален режим на помпата
Q	обемни загуби, обемен к.п.д.
r	относителна
s	вход на помпата

sh	удар
T	теоретичен, теоретична
u	преносна компонента
vol	спирално тяло

Горен индекс

Означение	*Наименование*
`	течна фаза
``	газова фаза

Символи над величините

Означение	*Наименование*
-	средна стойност
.	първа производна
^	стойност, получена с помощта на теоретичния модел

Числа на подобие

Означение	*Наименование*	*Израз*
Eo	число на Еотвос	$Eo = g \cdot (\rho' - \rho'') \cdot (2 \cdot R_b)^2 / \sigma$
Re_b	число на Рейнолдс	$Re_b = 2 \cdot R_b \cdot \lvert w'' - w' \rvert / \nu'$
Ro	число на Росби	$Ro = 2 \cdot w' / (L \cdot \omega)$

Използвани съкращения

Означение	*Наименование*	*Израз*
к.п.д.	коефициент на полезно действие	
SSR	сума от квадратите на регресия	$\sum_{j=1}^{N} (\hat{y}_j - \bar{y}_j)^2$
SSE	сума от квадратите на грешките на модела	$\sum_{j=1}^{N} (\hat{y}_j - y_j)^2$
SST	тотална сума от квадратите	$\sum_{j=1}^{N} (\bar{y}_j - y_j)^2$

1. Глава ВЪВЕДЕНИЕ

1.1. Работа на центробежни помпи с двуфазна смес от течност и газ и видове приложения

Течения на двуфазна смес от течност и газ широко се използват в различни технологични процеси в химическата, металургичната и хранително-вкусовата промишленост, в микробиологията [4;5], при швартоване на корабни винтове и др. При насищане на поливната вода с въздух при напояване се ускорява развитието на аеробните бактерии, които превръщат минералите в усвояеми, а също така при аериране на водата в рибарници и пречиствателни станции, които работят на биологичен принцип.

Транспортирането на двуфазна смес от течност и газ намира широко приложение в ядрената енергетика за охлаждане на ядрените реактори [75;76;77;78;82;83;84]. Към двуфазните смеси се проявява интерес и в петролната промишленост, където той е породен от икономическия ефект, свързан с използването на един тръбопровод за транспортирането на двуфазно течение вместо използването на различни тръбопроводи за течност и газ, а също така и от възможностите за транспортиране на суров петрол [85].

Широкото използване на двуфазните смеси в различните сфери на промишлеността, енергетиката и селското стопанство, налага подробното изучаване на тяхното поведение при транспортирането им. Подходящи за транспорт на такива смеси са центробежните помпи. В литературата [30] се посочва, че при работа с водо-въздушна смес напорът, създаден от помпата е по-малък в сравнение с този при работа с чиста течност. Причините за това са много и разнообразни и представляват интерес за редица автори. Търси се оптимална комбинация от енергетичните характеристики помпата и физичните условия в двуфазното течение, за да се получи минимално намаление на напора, и помпата да работи в по-широк диапазон от дебити без нарушаване и срив на показателите й. Това е особено важно, когато центробежните помпи се използват за циркулация на охлаждащата течност в ядрените реактори.

В глобален мащаб помпите за транспорт на течности консумират значителна част от общата произведената електроенергия. Например, използваните помпи в индустрията на Великобритания се заплаща с повече от 1400.000.000 лири годишно (1998). Разходът на електроенергия, предимно за транспорт на вода представлява 20 % от общата консумирана електроенергия в страната [47]. В условията на икономическа криза особено актуален е въпросът за пълноценното използване на електроенергията от помпените агрегати. Обстойни изследвания относно енергийната ефективност на традиционните методи за регулиране на дебита на помпените системи (чрез дроселиране, чрез изменение честотата на въртене на вала на помпата, чрез изменение броя на включените агрегати и т.н.) са показани в [2;12;16;29;67]. Регулиране на дебита може да се осъществи и чрез подаване на въздух в смукателния тръбопровод на помпата. Много автори са изследвали теоретично и експериментално влиянието на неразтворения въздух върху енергетичните характеристики на центробежни помпи, но малко от тях са разгледали възможността за регулиране на дебита [30]. В случая общия к.п.д. на агрегата е по-висок в сравнение с дроселно регулиране, както е показано в [13].

За транспорт двуфазни смеси от течност и газ в практиката се използват основно центробежни, диагонални и осови помпи. Тези помпи са със специална геометрия на работното колело, което им позволява да работят безотказно при висока концентрация на газовата фаза. С цел увеличаване на критичното количество на газовата фаза, при което настъпва прекъсване в работата на помпата някои автори предлагат използването на работни колела със сдвоени лопатки [53]. При изследването им е установено, че те работят при по-високо газосъдържание от колкото при помпи с единични лопатки. В [56] е показана конструкция на винтово-осова помпа, която може да транспортира двуфазна смес от течност и газ с обемна концентрация на газовата фаза от 0 до 97%.

В България центробежни помпи се произвеждат основно във “Випом” АД, град Видин. До колко тези помпи могат да работят с двуфазни водо-въздушни смеси е въпрос, чиито отговор е основна цел на настоящата работа.

1.2. Видове двуфазни течения на течност и газ

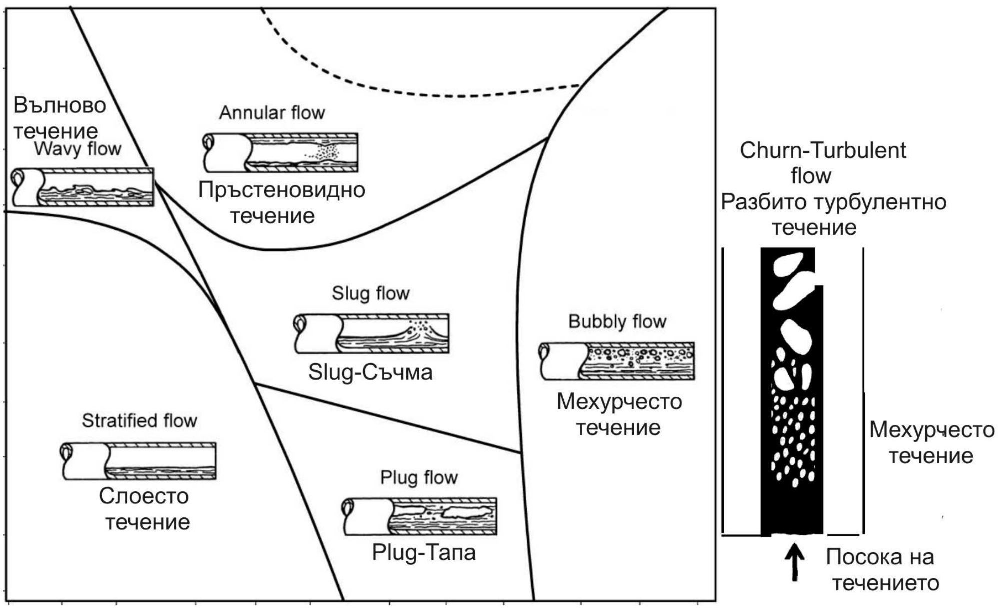
Теченията от двуфазни смеси са много по-трудни за моделиране в сравнение с еднофазните течения. Докато еднофазните течения могат да се разделят на ламинарни и турбулентни, то в анализа и класификацията на двуфазните течения трябва да се има в предвид количественото съотношение на фазите, силовото взаимодействие и напреженията между фазите и разликата между скоростите им.

Преди да се разгледат сложните явления в помпата е целесъобразно да се разгледат различни модели на двуфазни течения в хоризонтална тръба или канал, тъй като вида на течението преди входа на помпата е важен за нейната работа.

В зависимост от характера на течението на фазите, режимите на движение на двуфазните течения, според могат условно да се разделят на [17;18]:

- ламинарно-ламинарен, когато движението на течността и газа е ламинарно;
- ламинарно-турбулентен, когато течността се движи ламинарно, а газът турбулентно;
- турбулентно-турбулентен, когато и двете фази се движат турбулентно;
- турбулентно-ламинарен, когато течността се движи турбулентно, а газът ламинарно.

На фиг. 1.1 са показани схематично основните видове двуфазни течения, които се срещат при движение на двуфазни смеси в хоризонтална и вертикална тръба.



Фиг. 1.1 Видове двуфазни течения от течност и газ

Когато малки мехурчета газ са фино диспергирани в течна среда, движеща се турбулентно в тръба, имаме “мехурчесто” течение (bubbly flow). Колкото по-висока е скоростта и по-малки са размерите на мехурчетата, толкова по-хомогенно е течението. Турбулентните и повърхностните напрежения, въздействащи върху малките мехурчета допринасят за тяхното равномерно разпределение в обема на двуфазната смес. В хоризонтална тръба обаче се наблюдава увеличаване на концентрацията на мехурите в посока противоположна на теглото, заради архимедовата сила. При много високи скорости мехурчестото течение става по-пенливо или дисперсно поради големите тангенциални напрежения.

Ако скоростта на течението е малка, мехурчетата са склонни да се обединяват до по-големи газови образувания, наречени “тапи” (plugs). Те могат да блокират по-голямата част от горното сечение на тръбата. Ефекта се увеличава с намаляване на скоростта на двуфазната смес. В течение, което се движи нагоре във вертикална тръба, въздушните “тапи” се движат с по-голяма скорост от течната фаза заради архимедовата сила. Следователно е налице приплъзване между течната и газовата фаза.

Когато течността изостава, а газът се издига към горната част на хоризонталната тръба при ниски скорости на двуфазната смес се наблюдава пълно разделение на фазите. Тогава имаме “слоесто” (stratified) двуфазно течение, аналогично на това в открит канал.

Ако скоростта на газовата фаза се увеличи и значително надвиши скоростта на течната фаза се появяват вълни на границата между двете фази. Слоестото течение преминава във “вълново” (wavy).

Когато гребените на вълните достигнат горната повърхност на тръбата се наблюдават течни образувания, наречени “slugs” (slug – съчма) а течението се нарича “slug flow”. Течните образувания се редуват с газови “възглавници”, което говори, че този вид двуфазно течение е склонно към поява на пулсации, които могат да причинят нежелани вибрации в тръбопровода.

Ако имаме съчетание от голям дебит на газовата фаза и малка скорост на двуфазното течение се наблюдава “пръстеновидно течение” (annular flow). Неговата структура се получава заради големите тангенциални напрежения, възникващи на границата между фазите. При този вид течение течната фаза се разполага по периферията на тръбата. Фазите са разделени в голяма степен. В хоризонтален тръбопровод дебелината на течната фаза е променлива по периферията на тръбата заради силата на тежестта (по-голяма дебелина се наблюдава в долната част на тръбата).

Ако скоростта на газовата фаза се увеличи допълнително, течният филм се разрушава и газовата фаза увлича капчици течност. Този вид течение се нарича “мъгливо” (mist flow) и сместа става по-хомогенна. Този вид течение е неустойчиво, защото върху структурата му оказват влияние различни фактори.

При движение на двуфазна смес във вертикална тръба, върху вида на двуфазното течение оказва влияние и посоката на движение. Ако движението е насочено нагоре, газовата фаза се движи по-бързо. При движение надолу по-бърза е течната фаза, заради силата на тежестта.

Преходите между различните видове двуфазни течения са плавни. Те зависят от условията и свойствата на двуфазната смес. В тази връзка могат да бъдат обособени основно три категории с типични поведения на двете фази [56]:

- ***Хомогенно разпределение на фазите.*** Ако скоростите на течението са високи и в същото време една от фазите е преобладаваща, имаме относително хомогенно мехурчесто течение или течение от капки в газова носеща среда. При тези условия турбулентност, кинетичната енергия е достатъчна за размесване на двете фази. Влиянието на масовите сили е второстепенно. Дисперсната фаза (капки в газова струя или мехурчета в течна носеща среда) се транспортира от носещата фаза в процес, подобен на тези при хидро- и пневмотранспорта.
- ***Разделени фази в непрекъснато течение.*** Ако скоростите на двуфазното течение са ниски и кинетичната енергия за

смесване е малка, доминират масовите сили и фазите са разделени, при което се получава слоесто или вълново течение. Ако скоростите на газовата фаза са високи, преобладават тангенциалните напрежения на границата между фазите и се получава пръстеновидно течение, при което обемната концентрация на течната фаза е малка.

- ***Разделени фази в прекъснато течение.*** Ако никой от изброените фактори (кинетична енергия на турбулентното течение, масови сили, тангенциални напрежения) не доминира, се наблюдава тенденция на обединяване (коалесценция) на мехури и приплъзване между фазите. В резултат на това се наблюдават най-често течения от тип “plug” и “slug”.

В [56] Gulich обобщава влиянието на различни физични механизми върху тенденциите за разделяне на фазите:

- Рискът от разделяне на фазите расте с увеличаване на обемната концентрация на газовата фаза.
- Рискът от разделяне на фазите расте с увеличаване на масовите сили. Теглото е от значение при течения в тръби. Във въртящо се работно колело на центробежна помпа огромно влияние оказват центробежната и кориолисовата сили. Центробежните сили оказват влияние и в извити неподвижни канали (спирално тяло, дифузори, колена)
- Разликата в скоростите на фазите (приплъзване). Ако дебитът на течната фаза е малък, по-бързото газово течение се изкачва над течността, като образува течение от вида “dropplet” (капковидно), “annular”, “wavy” или “stratisfied”. В “bubbly”, “slug” и “plug” течения в тръби, градиентът на налягането по посока на движението е причина за ускоряване и разширяване на газовата фаза.

- Тенденцията за разделяне на фазите намалява с намаляване на отношението ρ'/ρ''. В отделни случаи, когато плътността на газа се доближава до плътността на течната фаза не се наблюдава разделяне на фазите.
- Вискозитетът и турбулентните тангенциални напрежения на границата между фазите спомагат за по-доброто размесване на фазите.
- Повърхностните напрежения спомагат за запазване на формата на мехурите. Коалесценцията на мехури води до образуване на по-големи мехури и създава предпоставки за “slug”-течение.
- Във високовискозни течности движението на газови мехури е затруднено и това затруднява отделянето на газовата от течната фаза.
- Отношението между масовите и инерционните сили има важно значение. Доминиращи масови сили разделят фазите, а инерционните сили в прави канали (при високи скорости) спомагат за размесването им.
- Обменът на количество на движение между фазите и флуктоацията на турбулентните скорости спомагат размесването на фазите.

Загубите на налягане в прав тръбопровод също зависят от факторите, изброени по-горе, както и от модела на двуфазното течение.

Двуфазните течения от течност и газ през работното колело на центробежна помпа се делят основно на два вида:

- на мехурчесто (bubbly flow) – при ниски газосъдържания с хомогенно разпределение на газовата фаза. Тя е под формата на мехури с относително малък радиус;

- churn-turbulent (разбъркано турбулентено) течение, което се наблюдава при високо газосъдържание и е съпроводено с коалесценция на мехури. При втория вид газовата фаза се състои от мехури с по-големи размери и произволна форма, които взаимодействат помежду си.

2. Глава АНАЛИЗ НА СЪСТОЯНИЕТО НА ПРОБЛЕМА

2.1. Основни понятия и дефиниции в теорията на двуфазните течения от течност и газ

Преди да се извърши анализа е необходимо да се изяснят някои основни величини - скорост, дебит, обемна и масова концентрация на газовата фаза и плътност, които са характерни за двуфазните течения, както и уравненията даващи връзките между тях.

Според [3;8] под ***двуфазно течение*** се разбира насочено движение на ***двуфазна система***.

Двуфазна система възниква, когато имаме взаимодействие на дадена непрекъсната среда (газ или течност) с дисперсна, включена в нея фаза. Дисперсната фаза може да бъде съставена от твърди частици, капки, газови или парни мехурчета, които са заобиколени от течна или газова среда [3].

В настоящата работа се разглежда двуфазна смес от течна непрекъсната среда (вода) и дисперсна фаза състояща се от мехурчета, пълни с газ (въздух). По-нататък в изложението с горен индекс “прим” (‘), ще се означават величините, характерни за течната среда, а със “секонд” (“) – тези за дисперсната газова фаза. Без горен индекс ще се означават величините, които се отнасят за двуфазната смес, т.е. за усредненото течение.

Важна характеристика на двуфазното течение е ***обемната концентрация*** на газовата фаза в дадена точка от обема на двуфазната смес, която се означава с α. Тя дава вероятността дискретната фаза да се намира в дадена точка от обема на двуфазното течение.

Ако разгледаме обем V от двуфазното течение, съдържащ n_b на брой газови мехури със среден радиус R_b, (по-нататък в изложението ще се нарича само "радиус на мехура"), за обемната концентрация според [1;75;92;95] може да се запише:

$$(2.1)\quad \alpha = \frac{V''}{V} = \frac{n_b}{V}\cdot\frac{4}{3}\cdot\pi\cdot R_b^3 = \overline{n}_b\cdot\frac{4}{3}\cdot\pi\cdot R_b^3,$$

където: $\overline{n}_b = \frac{n_b}{V}$ е величина, представляваща броя мехури в единица обем от двуфазната смес. В литература на латиница [74;75] тази величина е известна с названието "number density" или числена плътност на мехурите.

Често пъти в практиката обемната концентрация се пресмята като отношение на обемните дебити на фазите [3;44]:

$$(2.2)\quad \alpha = \frac{Q''}{Q' + Q''}$$

където:

Q' е обемен дебит на течната фаза;

Q'' - обемен дебит на газовата фаза.

Ако с A' означим площта на тази част от живото сечение на двуфазното течение, заета от течната фаза в даден момент от време, от уравнението за непрекъснатост за скоростта на течността се получава [17;18;54]:

$$(2.3)\quad \upsilon' = \frac{Q'}{A'}$$

Аналогично за скоростта на газовите мехури имаме [54]:

$$(2.4)\quad \upsilon'' = \frac{Q''}{A''},$$

където:

A'' е лицето на тази част от площта на живото сечение на двуфазното течение, заета от газовата фаза в даден момент от време.

При равни скорости на фазите $\upsilon' = \upsilon''$ имаме [17;18;57;98]:

(2.5) $$\alpha = \frac{Q''}{Q' + Q''} = \frac{\upsilon'' \cdot A''}{\upsilon' \cdot A' + \upsilon'' \cdot A''} = \frac{A''}{A' + A''} = \frac{A''}{A}.$$

В този случай за скоростите на двете фази може да се запише:

(2.6) $$\upsilon' = \frac{Q}{(1-\alpha) \cdot A};$$

и

(2.7) $$\upsilon'' = \frac{Q}{\alpha \cdot A},$$

където:

$Q = Q' + Q''$ е обемният дебит на двуфазното течение.

Важна характеристика на двуфазните потоци от течност и газ е ***масовата концентрация x на газовата фаза*** [1;75]:

(2.8) $$x = \frac{\dot{m}''}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}''}{\dot{m}' + \dot{m}''},$$

където:

$\dot{m}' = \rho' \cdot Q'$ е масовият дебит на течната фаза;

$\dot{m}'' = \rho'' \cdot Q''$ е масовият дебит на газовата фаза;

$\dot{m} = \dot{m}' + \dot{m}''$ е масовият дебит на двуфазното течение.

Относителната скорост υ_r между фазите, наречена още ***скорост на приплъзване*** е [3;17;18;35;86]:

(2.9) $$\upsilon_r = \upsilon' - \upsilon''$$

Средна скорост на двуфазното течение е величината:

(2.10) $$\upsilon = \alpha \cdot \upsilon'' + (1-\alpha) \cdot \upsilon'.$$

От (2.9) се вижда, че при отсъствие на приплъзване между фазите $\upsilon = \upsilon' = \upsilon''$.

Средната плътност на двуфазната смес при еднакви скорости на двете фази, според [15;37;49;51;87] се определя от израза:

(2.11) $$\rho = \alpha \cdot \rho'' + (1-\alpha) \cdot \rho',$$

където:

ρ' е плътността на течната фаза;

ρ'' е плътността на газовата фаза.

Според Poullikkas [82;84] плътността на двуфазната смес след отчитане на свиваемостта на газовата фаза и приплъзването между фазите се определя по израза:

$$(2.12)\quad \rho = \frac{(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot R\cdot T + \alpha\cdot\left(\dfrac{w''}{w'}\right)\cdot p}{\left[(1-\alpha)+\alpha\cdot\left(\dfrac{w''}{w'}\right)\right]\cdot R\cdot T},$$

където:

R е универсалната газовата константа;

T е температурата на газовата фаза;

p е статичното налягане на газовата фаза.

В [75] Minemura предлага два израза за определяне на плътността на двуфазната смес. Според първия израз плътността, наречена хомогенна плътност и определена от уравнението за непрекъснатост е:

$$(2.13)\quad \rho = \frac{\alpha\cdot\rho''\cdot w'' + (1-\alpha)\cdot\rho'\cdot w'}{\alpha\cdot w'' + (1-\alpha)\cdot w'}.$$

Плътността определена по втория израз, съгласно закона за запазване на количеството на движение, (наречена импулсна плътност) е:

$$(2.14)\quad \rho = \frac{\alpha\cdot\rho''\cdot w'' + (1-\alpha)\cdot\rho'\cdot w'}{x\cdot w'' + (1-x)\cdot w'}.$$

Тъй, като плътностите по горните уравнения се използват в модели на двуфазни течения през работното колело на центробежна помпа, в тях фигурират относителните скорости w' на течната и w'' на газовата фаза.

Дефинираните по-горе плътности намират приложение в различните модели на течения на двуфазни потоци от течност и газ в работното колело на центробежни поми, които ще бъдат разгледани по-нататък в работата.

2.2. Модели на двуфазни течения през работното колело на центробежна помпа

2.2.1. Общи сведения

Широкото разпространение на двуфазните течения в почти всички отрасли на промишлеността, енергетиката и биотехнологиите съчетано със сложността на явленията, които ги съпровождат налага тяхното задълбочено теоретично и експериментално изследване. Обстоен преглед на разработките в тази област до 1995 г. прави Антонов в [3] (над 300 заглавия). Обзор на разработките след 1995 г. е направен от Терзиев в [34].

Основополагащи в областта на двуфазните течения в световен мащаб са работите на Soo [88], Willis [98], Нигматулин [24;25], Кутателадзе [17;18]. Основните елементи от теорията на двуфазните системи и принципите на математическо моделиране на двуфазни течения са широко застъпени в работите на Колесниченко [14], Мамаев [20], Накоряков [23], Ситнеков [33] и латиноезичните Brennen [43], Crowe [45] и Kolev [62;63;64].

Изследвания в областта на двуфазните течения у нас са проведени от Антонов [3] в областта на моделирането на двуфазни турбулентни струи, Желева [8;9;10] – моделиране и изследване на винтови течения на дисперсни смеси и Терзиев [34] – моделиране на двуфазни течения с променлива плътност.

Относно работата на турбомашини с двуфазни смеси, изследвания у нас са проведени от Лазаров [19]. В работата си той изследва движението на твърди частици в работното пространство на центробежни помпи за хидросмес.

В последните години с развитието на компютърната техника широко се използва CFD моделирането на двуфазни течения в центробежни помпи [61].

Голяма част от изследванията в световен мащаб на турбомашини, тарнспортиращи двуфазна смес от течност и газ е извършена в областта на ядрената промишленост и нефтодобива.

По-интензивни изследвания в тази област се извършват в края на седемдесетте години на миналия век. Проведените опити да се предскаже пада на напора във функция от газосъдържанието, са се базирали на полуемпирични корелационни модели, получени от опитни изследвания. В случая е обърнато частично внимание върху физическата страна на въпроса.

Подробен анализ на изследванията в областта нефтодобивната промишленост е направен от Sachdeva в [85]. Моделите, създадени в областта на ядрената енергетика са анализирани от Poullikkas в [82;83;84] и от Minemura et al. в [75;76;77;78]

Голяма част от моделите, анализирани от Minemura et al. са получени след допускане, че флуидът е безвискозен т.е. напорът на помпата е получен без да се отчитат хидравличните загуби. В някои от моделите се пренебрегват промените в обемната концентрация на газовата фаза, градиента на налягане в работното колело и ефектът на приплъзване между фазите.

В работата си [85] авторът е анализирал експериментален модел на Tarpley за пада на напора в помпата. Енергията, необходима за сгъстяване на газа е приета за единствен фактор, водещ до намаляване на напора. Както показват резултатите от това изследване тази енергия има незначителен ефект върху изменението на напора. Оказва се, че моделът не работи при обемна концентрация на входа $\alpha > 2\,\%$. При $\alpha < 2\,\%$, падът на напора е незначителен.

В последното десетилетие особено интензивно се развиват моделите за работа на центробежни помпи с водо-въздушна смес в областта на ядрената енергетика, където тези помпи се използват за охлаждане на ядрени реактори. Особена заслуга за това развитие имат автори като Pollikkas, Minemura и Uchiyama. По-долу ще бъдат разгледани и сравнени някои от тези модели, както и модел на Sachdeva [85], който е приложен за помпи, използвани в нефтодобива за транспорт на двуфазна смес от дизелово гориво и CO_2.

2.2.2. Модел на Paullikkas

В работите си Poullikkas доразвива моделите на Kosmowski [65] и на Furuya (1985) и предлага едномерен математичен модел за пресмятане напора на помпа при работа с двуфазна смес от течност и газ.

Според Kosmowski изразът за определяне напора на помпата при работа с двуфазна смес от течност и газ, след отчитане на свиваемостта на газовата фаза има вида:

(2.15) $$H = \frac{(1-\alpha_1)\cdot(p_d - p_s) + \alpha_s \cdot p_s \cdot \ln\left(\frac{p_d}{p_s}\right)}{g\cdot\left[(1-\alpha_s)\cdot\rho'\cdot R\cdot T + \alpha_s\cdot p_s\right]} + \frac{\upsilon_d'^2 - \upsilon_s'^2}{2\cdot g} + z_d - z_s,$$

където:

p е абсолютното статично налягане в съответното сечение;

υ' - абсолютната скорост на течната фаза;

ρ' е плътността на течната фаза;

T - абсолютната температура на газовата фаза;

R - универсалната газова константа;

α - обемна концентрация на газовата фаза.

С индекси s и d са означени величините съответно при входа и изхода на помпата.

Предложеният от Furuya модел отчита влиянието на геометрията на помпата, обемната концентрация α, междуфазовото плъзгане, но не отчита свиваемостта и кондензацията на газовата фаза. Напорът при работа с двуфазна смес според автора се определя чрез уравнението:

$$(2.16)\quad H = \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} + (1-x) \cdot \frac{\upsilon_d'^2 - \upsilon_s'^2}{2 \cdot g} + x \cdot \frac{\upsilon_d''^2 - \upsilon_s''^2}{2 \cdot g},$$

където:

x е масовата концентрация на газовата фаза.

Плътността ρ се определя по формула (2.11).

Предложеният от Paullikas математичния модел отчита разделението на двете фази, геометрията на помпата, променливата плътност, свиваемостта и кондензацията на газовата фаза.

В [82] и [84] авторът е извел уравнение подобно на уравнението на Бернули за двуфазно течение през работно колело на центробежна помпа. Изводът е извършен при следните предпоставки:

- траекторията на газа е идентична с траекторията на течността;
- газът е идеален и се свива изотермично.

Полученото уравнение има вида:

$$(2.17)\quad \begin{aligned} &(1-x_1) \cdot \frac{w_1'^2}{2 \cdot g} + x_1 \cdot \frac{w_1''^2}{2 \cdot g} - \frac{u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{1}{\rho \cdot g} \cdot p_1 + x_1 \cdot \frac{R \cdot T}{g} \ln p_1 + H_T = \\ &= (1-x_2) \cdot \frac{w_2'^2}{2 \cdot g} + x_2 \cdot \frac{w_2''^2}{2 \cdot g} - \frac{u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{1}{\rho \cdot g} \cdot p_2 + x_2 \frac{R \cdot T}{g} \ln p_2 \end{aligned},$$

където:

w' е относителна скорост на течната фаза;

w'' - относителна скорост на газовата фаза;

u - преносна скорост;

H_T - теоретичен напор на помпата при работа с двуфазна смес.

Индексите “1” и “2” се отнасят за входа и изхода на работното колело, а ρ е плътността на двуфазната смес, определена по. (2.12).

Зависимост (2.17) представлява уравнението на Бернули за относително движение на двуфазна смес от течност и газ през работното колело на турбопомпа. Като се има в предвид свиваемостта и разтворимостта на газовата фаза следва, че α и x не са постоянни величини. Като се замести в (2.17) с $x_1 = x_2 = 0$ се получава известното уравнение на Бернули за движение на течност в относителна координатна система. Уравнението, записано с абсолютните скорости υ на фазите има вида:

(2.18)

$$H_T = \frac{p_2}{\rho_2 \cdot g} - \frac{p_1}{\rho_1 \cdot g} + \frac{(1-x_2)\cdot \upsilon_2'^2 - (1-x_1)\cdot \upsilon_1'^2}{2\cdot g} + \frac{x_2 \cdot \upsilon_2''^2 - x_1 \cdot \upsilon_1''^2}{2\cdot g} + \frac{R\cdot T}{g} \ln \frac{p_2^{x_2}}{p_1^{x_1}} .$$

Уравнение (2.18) може да се запише и във вида:

(2.19) $$H_T = \frac{1}{g}\{[(1-x_2)\cdot u_2 \cdot \upsilon_{u2}' + x_2 \cdot u_2 \cdot \upsilon_{u2}''] - [(1-x_1)\cdot u_1 \cdot \upsilon_{u1}' + x_1 \cdot u_1 \cdot \upsilon_{u1}'']\},$$

където:

υ_u' е преносната компонента на абсолютната скорост на течната фаза;

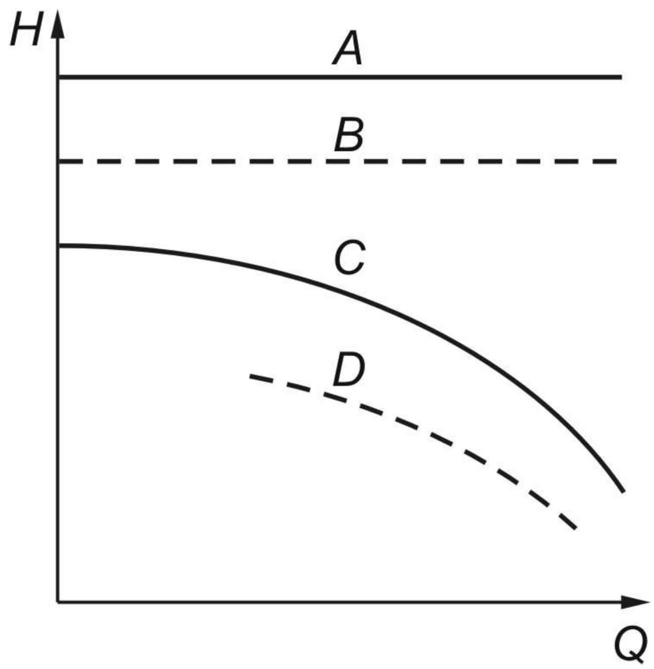
υ_u'' - преносната компонента на абсолютната скорост на газовата фаза.

Анализа на уравнение (2.19) показва, че при полагане $x_1 = x_2 = 0$ и $\alpha = 0$, то дава напора на помпата при работа с еднофазно течение. Моделът е валиден, когато и двете фази са свиваеми и разтворими. За неразтворими фази при липса на масообмен $x_1 = x_2 = x$.

С помощта на модела на Poullikkas може да се определи теоретичният напор на помпата, но при известни скорости и обемна и масова концентрация на газовата фаза при изхода на работното колело. Моделът не дава възможност за определяне на разпределението на скоростите, налягането и обемната концентрация в каналите на работното колело.

2.2.3. Модел на Sachdeva

В [85] Sachdeva et al. предлагат два модела – динамичен, съставен на базата на теоретични изследвания и корелационен – на базата на опитни данни.



Фиг. 2.1 Напор на помпата според модела на Sachdeva

Същността на теоретичния модел е следната:

Създаден е едномерен динамичен модел, описващ движението на течната фаза в работното колело, на базата на който се определя напорът на помпата. Моделът не отчита влиянието на крайния брой на лопатките, както и различните видове загуби в проточната част на машината. Влиянието на подвждащите и отвеждащите елелменти също е пренебрегнато. В резултат е получен теоретичния напор на помпата при работа с чиста вода, показан с правата А на фиг. 2.1.

Формулиран е подобен едномерен модел, на базата на който се определя напора на помпата при работа с двуфазна смес от течност и газ, показана на фигурата с прекъсната линия В. Вторият модел описва съвместното движение на двете фази в работното колело. Разликата между напорите, определени от правите по двата модела според Sachdeva et al. [85] се дължи на наличието на неразтворен газ в течността, намираща се в каналите на работното колело. Ако тази разлика се извади от напорната характеристика на помпата при работа с чиста вода (крива С) се получава търсената характеристика при работа с двуфазна смес от течност и газ – крива D на фиг. 2.1.

Уравненията за непрекъснатост на двете фази са представени във вида:

(2.20) $$\frac{d\left[(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot w'\cdot A\cdot\sin\beta\right]}{ds}=0,$$

(2.21) $$\frac{d\left(\alpha\cdot\rho''\cdot w''\cdot A\cdot\sin\beta\right)}{ds}=0,$$

където:

A е площтта на живото сечение на течението, нормално на радиуса r;

β - ъгълът между относителната скорост w и направлението на преносната скорост u (фиг. 2.2).

Уравненията за движение на двете фази в междулопатъчния канал на работното колело, проектирани по оста r имат вида:

(2.22) $$\rho'\cdot\upsilon'_m\cdot\frac{d\upsilon'_m}{dr}=\rho'\cdot\omega^2\cdot r-\frac{dp}{dr}-\frac{dp_f}{ds}-f'_D-f'_V,$$

(2.23) $$\rho''\cdot\upsilon''_m\cdot\frac{d\upsilon''_m}{dr}=\rho''\cdot\omega^2\cdot r-\frac{dp}{dr}-\frac{dp_f}{ds}+f''_D+f''_V,$$

където:

r е радиална координата;

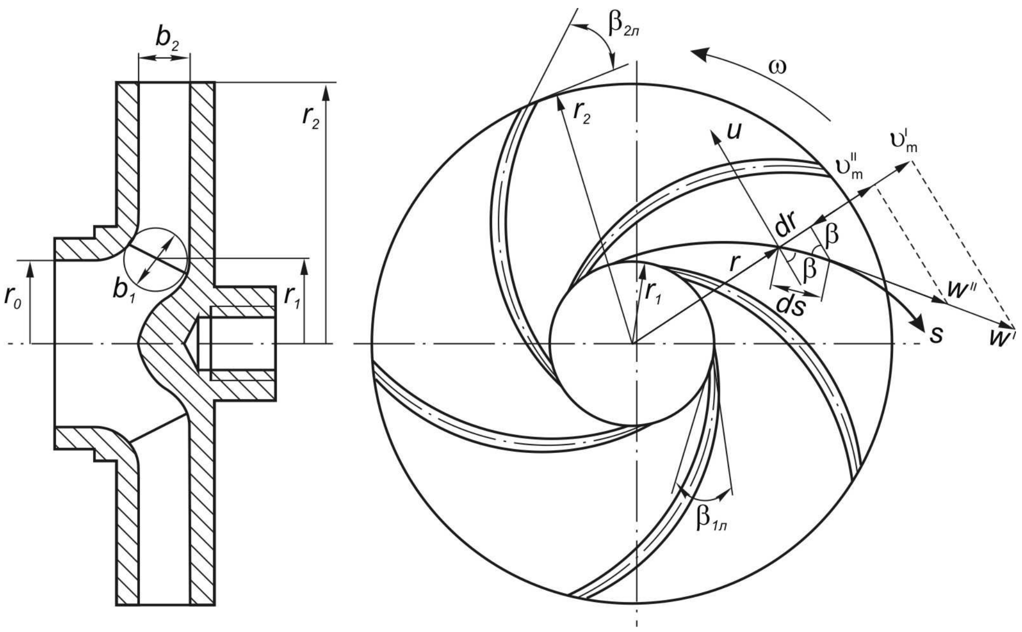
s - координата, съвпадаща с токовата линия;

p - абсолютно статично налягане на двуфазната смес;

p_f - загуби на налягане от триене в стените на каналите на работното колело;

υ'_m - меридианната проекция на абсолютната скорост на течната фаза;

υ''_m - меридианната проекция на абсолютната скорост на газовата фаза;



Фиг. 2.2 Геометрия на работното колело

f'_D - сила от хидродинамично съпротивление върху течната фаза, отнесена на единица обем;

f''_D - сила от хидродинамично съпротивление върху газовата фаза, отнесена на единица обем;

f'_V - сила от присъединена маса, действаща върху течната фаза, отнесена на единица обем;

f''_V - сила от присъединена маса, действаща върху газовата фаза, отнесена на единица обем.

Силите от хидродинамично съпротивление, породени от разликата в скоростите на двете фази се определят по изразите:

(2.24) $f'_D = \rho' \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \frac{\alpha}{(1-\alpha)^{2,78}} \cdot (\upsilon'_m - \upsilon''_m) \cdot |\upsilon'_m - \upsilon''_m|$,

(2.25) $f''_D = \rho' \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \frac{1}{(1-\alpha)^{1,78}} \cdot (\upsilon'_m - \upsilon''_m) \cdot |\upsilon'_m - \upsilon''_m|$,

където:

C_D е коефициентът на хидродинамично съпротивление на газовите частици.

За намиране на силите от присъединената маса са предложени изразите:

(2.26) $f'_V = \frac{\alpha}{1-\alpha} \cdot C_V \cdot \rho' \cdot \upsilon''_m \cdot \frac{d(\upsilon'_m - \upsilon''_m)}{dr}$

(2.27) $f''_V = C_V \cdot \rho' \cdot \upsilon''_m \cdot \frac{d(\upsilon'_m - \upsilon''_m)}{dr}$,

където:

C_V е коефициентът на присъединената маса, който за мехури със сферична форма има стойност $0,5$.

Течната фаза се приема за несвиваем флуид, а газовата променя състоянието си по адиабатен закон:

(2.28) $\frac{p}{\rho''^k} = C$,

където:

$k = 1,4$ е показател на адиабатата,

C - константа.

При движение само на течната фаза, уравнения (2.22) и (2.23) се редуцират до известното уравнение на Ойлер:

(2.29) $\frac{dp}{dr} = \rho' \cdot \omega^2 \cdot r - \frac{\rho'}{2} \cdot \frac{d\upsilon_m'^2}{dr}$.

След интегриране на (2.29) се получава права, представляваща теоретичния напор на помпата при работа с чиста вода. При работа с двуфазна смес, H_T може да се получи след съвместното решаване на уравнения (2.20), ,

(2.21), (2.22), (2.23) и (2.28) при известна стойност на отношението $\frac{C_D}{R_b}$.

Динамичният модел на Sachdeva et al. е приложен за радиална и осова помпи, работещи с двуфазна смес $Diesel - CO_2$. Резултатите показват, добро съвпадение между предвидените и получените при изпитванията резултати. Според авторите този модел може да се прилага за всякакъв вид турбопомпи, като би трябвало да се коригира единствено стойността на отношението $\frac{C_D}{R_b}$ с помощта на експериментални данни. Принципът на определяне на напора с помощта на модела е сравнително прост, но в работата Sachdeva et al. не е предложена числена процедура за получаване на теоретичния напор на помпата при работа със смес. Действителният напор на помпата е получен без да се държи сметка за разпределението на различните видове загуби в елементите на помпата и моделът не е достатъчно прецизен при съставяне на баланс на енергията в машината.

2.2.4. Модели на Minemura и Uchiyama.

В работата си [75] авторите предлагат едномерен модел, описващ движението на двуфазна смес от вода и въздух в каналите на работното колело на центробежна помпа. Чрез този модел те предсказват напора на помпата в зависимост от входящата концентрация на газовата фаза.

Уравненията за непрекъснатост на двете фази са (2.20) и ,

(2.21). Уравненията за движение на фазите, които авторите използват са идентични на използваните от Sachdeva et al. в [85]. Разликата е в това, че силите са проектирани по токовата линия *s* (фиг. 2.2) и по тази причина вместо меридианните скорости, в уравненията фигурират относителните скорости w' и w'' на двете фази:

(2.30) $$(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot w'\cdot\frac{dw'}{ds}=-(1-\alpha)\cdot\frac{dp}{ds}-(1-\alpha)\cdot\frac{dp_f}{ds}+(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot\omega^2\cdot r\cdot\frac{dr}{ds}-f'_D-f'_V,$$

(2.31) $$\alpha\cdot\rho''\cdot w''\cdot\frac{dw''}{ds}=-\alpha\cdot\frac{dp}{ds}-\alpha\cdot\frac{dp_f}{ds}+\alpha\cdot\rho''\cdot\omega^2\cdot r\cdot\frac{dr}{ds}+f''_D+f''_V.$$

Всички членове в уравнения (2.30) и (2.31) имат смисъл на “сила на единица обем от двуфазната смес”. Начинът на достигане до вида, в който са записани те, ще бъде изяснен подробно в следващата глава от работата.

Според Minemura et al., за силите от хидродинамично съпротивление важи изразът:

(2.32) $$|f'_D|=|f''_D|=f_D=\alpha\cdot\rho'\cdot\frac{3}{8}\cdot\frac{C_D}{R_b}\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''|.$$

Силата от присъединена маса се пресмята по израза:

(2.33) $$|f'_V|=|f''_V|=f_V=\alpha\cdot C_V\cdot\rho'\left(w'\cdot\frac{dw'}{ds}-w''\cdot\frac{dw''}{ds}\right).$$

Начинът на определяне на загубите от триене в стените на каналите на работното колело $\frac{dp_f}{ds}$ ще бъде изяснен в следващата глава на дисертацията.

След изключване на градиента $\frac{dp}{ds}$ от уравнения (2.30) и (2.31) и с помощта на уравненията за непрекъснатост (2.20) и , (2.21), авторите достигат до израза:

$$\begin{aligned}(C_a+C_b)\cdot\frac{d\alpha}{ds}&=\alpha\cdot(1-\alpha)\cdot(\rho'-\rho'')\cdot\omega^2\cdot r\cdot\frac{dr}{ds}-\alpha\cdot\frac{C_b}{\rho_G}\cdot\frac{d\rho''}{ds}+\\&+[(1-\alpha)\cdot C_a-\alpha\cdot C_a]\cdot\frac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\frac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds}-f_D,\end{aligned}\tag{2.34}$$

където:

$$C_a=\left(\alpha+C_V\cdot\frac{\alpha}{1-\alpha}\right)\cdot\rho'\cdot w'^2;\tag{2.35}$$

$$C_b=\left[(1-\alpha)\cdot\frac{\rho''}{\rho'}+C_V\right]\cdot\rho'\cdot w''^2.\tag{2.36}$$

В [75] авторите предлагат следната процедура за решаване на уравненията от модела:

- токовата линия от входа до изхода на работното колело се разделя на i на брой точки и за всяка точка се задават стойности на плътността на газовата фаза ρ''_i и радиуса на газовите мехури R_{bi};
- за определяне на разпределението на обемната концентрация α_i във всяка точка от токовата линия се извършва числено интегриране на уравнение (2.34);
- скоростите w'_i и w''_i се определят с помощта на уравнения (2.20) и ,
- (2.21) и получените вече стойности на α_i;
- налягането p_i във всяка точка от токовата линия се определя след съвместното решаване на уравнения (2.30) и (2.31) с помощта на получените стойности на α_i, w'_i и w''_i;
- преизчисляват се стойностите на ρ''_i и R_{bi} с помощта на полученото налягане и уравнението за състоянието на газовата фаза (2.28);

- преизчислява се α_i след заместване на ρ_i'' и R_{bi} в уравнение (2.34). По-нататък пресмятанията се повтарят по метода на последователните приближения и достигане на предварително зададена точност.

С помощта на получените параметри на двуфазното течение при изхода на работното колело се пресмята напорът на работното колело H_{imp} при работа на помпата с двуфазна смес от течност и газ.

Предложеният от Minemura и Uchiyama модел показва добро съвпадение с опитните данни в диапазона $\pm 20\,\%$ от номиналния режим на помпа с $n_s = 85\ \text{min}^{-1}$ при работа с двуфазна смес от вода и въздух. Моделът е съставен на базата на пълен баланс на енергията в центробежна помпа при работа със смес от вода и въздух. Предложена е и числена процедура за решаване на уравненията на модела. В модела са използвани и показани различни начини за определяне на коефициентите на хидродинамично съпротивление C_D и на присъединена маса C_V.

2.3. Изводи

От анализа на достъпната литература могат да се направят следните по-важни изводи:

1.В литературата се дават основно математични модели за прогнозиране показателите на центробежни помпи при работа с двуфазни смеси, разработени за помпи със специфична геометрия и предназначение.

2.Не е изяснена приложимостта на моделите за помпи с общо предназначение и различна специфична честота на въртене n_s, работещи с водо-въздушна смес.

3.В разгледаните модели не е отчетено влиянието на разтворимостта на въздуха във водата върху обемната концентрация на газовата фаза.

4.В достъпната литература не е предложена методика за опитно определяне на загубите в отделните елементи на помпата при работа с двуфазна смес от течност и газ.

5.Анализът на разгледаните модели показва, че уравненията, използвани в моделите на Sachdeva и Minemura са идентични и според авторите могат да се приложат върху помпи с различна геометрия, но в достъпната литература няма сведения за приложимостта им за помпи с общо предназначение. Уравнение (2.18) от модела на Poullikkas може да се използва за определяне на напора на работното колело с получените параметри на двуфазното течение при изхода му.

2.4. Цел и задачи на изследването

На базата на направените изводи от анализа на достъпната литература се поставя следната цел на дисертационния труд:

Да се изследва влиянието на обемната концентрация на водо-въздушната смес върху показателите на центробежни помпи с общо предназначение с $n_s = 60..90\ \text{min}^{-1}$***.***

За постигане на поставената цел е необходимо да се решат следните задачи:

1. Съставяне на подходящ двуфлуиден модел за пресмятане на напора на работното колело в зависимост от обемната концентрация на двуфазната смес α_1 при входа му за центробежни помпи произведени у нас.

2. Разработване на методика и опитна уредба за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес.

3. Опитно съставяне на енергиен баланс на български едностъпални помпи с $n_s = 60..90\ \min^{-1}$ при работа с водо-въздушна смес.

4. Числено определяне на коефициентите на двуфлуидния модел за изследваните помпи на базата на получените опитни резултати.

3. Глава ТЕОРЕТИЧНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

3.1. Предпоставки за изграждане на модела за движение на двуфазна водо-въздушна смес през работното колело на центробежна помпа

Както стана ясно от анализа на представените в достъпната литература модели за работа на центробежни помпи с двуфазна смес от течност и газ, повечето от тях са приложени за помпи със специфична геометрия. Това налага съставянето на модел, който да бъде приложен върху помпи с общо предназначение. Предпоставките, при които е създаден моделът са следните:

- Работното колело се върти с постоянна ъглова скорост ω и относителното течение на двете фази е установено.
- Теченията на двете фази имат еднакви едномерни токови линии и относителните им скорости са допирателни към тях.
- Налягането на двете фази е едно и също в дадена точка от токовата линия.
- Газовата фаза е идеален газ и състоянието й се променя по адиабатен закон (2.28), докато течната фаза е несвиваем флуид.
- Отсъства масо- и топлообмен между двете фази.
- Течението преди работното колело не е предварително завъртяно.
- Поради високата ъглова скорост, масовата сила от земното ускорение е пренебрегната.
- Газовите частиците имат сферична форма и радиус, много по-малък от размерите на междулопатъчния канал.

Предпоставката за еднаквост на токовите линии на двете фази предполага хомогенно мехурчесто течение, без разделение на фазите под действие на кориолисовата сила. Това е възможно при ниска стойност на обемната концентрация на газовата фаза и липса на коалесценция на мехури [56].

Липсата на масообмен между двете фази означава, че е пренебрегната разтворимостта на въздуха във водата.

3.2. Уравнения за движение на сферични газови частици в междулопатъчните канали на работното колело на центробежна помпа в относителна координатна система

Уравненията за движение на сферична газова частица в междулопатъчните канали на работното колело ще бъдат изведени на базата на предпоставките, изложени в т. 3.1.

Най-общото уравнение на движение на газовата частица под въздействие на външните сили с равнодействаща $\vec{F}''$ съгласно Втория закон на Нютон е:

(3.1) $m_b \cdot \frac{D\vec{w}''}{dt} = \vec{F}''$,

където:

m_b е масата на газовата частица;

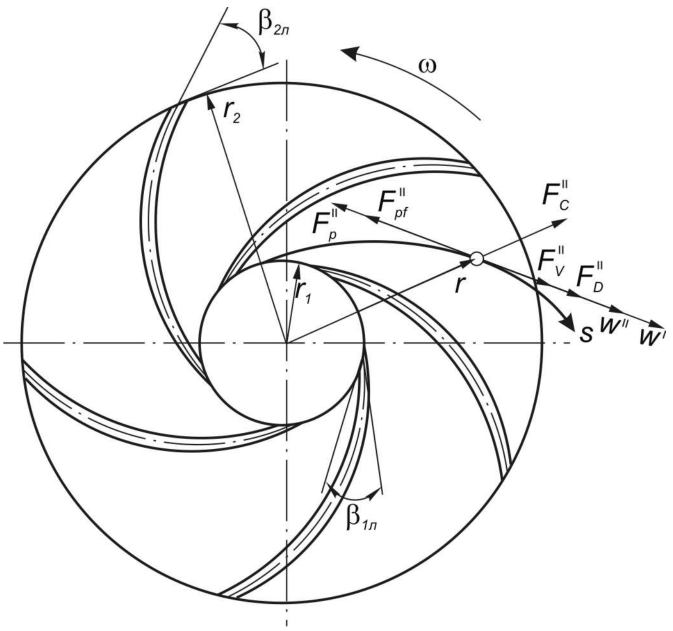
$\frac{D\vec{w}''}{dt} = \frac{d\vec{w}''}{dt} + \vec{w}'' \cdot \frac{d\vec{w}''}{ds}$ е субстанциалното ускорение на частицата.

От предпоставката за установено относително течение следва, че $\frac{d\vec{w}''}{dt} = 0$ и $\frac{D\vec{w}''}{dt} = \vec{w}'' \cdot \frac{d\vec{w}''}{ds}$.

Основните сили, които действат върху единичен газов мехур са: центробежната сила, породена от преносното движение; кориолисовата сила от относителното движение; силата на Магнус, породена от евентуално въртеливо движение на частицата; силата от градиента на налягане; силата от триене в стените на каналите на работното колело; силата от хидродинамично съпротивление; силата от присъединена маса на мехура.

От изброените сили, действащи върху газовия мехур, проекции върху координатната ос s имат [76]:

- центробежната сила $\vec{F}''_C$;
- силата от налягане $\vec{F}''_p$;
- силата от триене в каналните стени на работното колело $\vec{F}''_{p_f}$;
- силата от хидродинамично съпротивление $\vec{F}''_D$;
- силата от присъединена маса $\vec{F}''_V$.



Фиг. 3.1 Сили, действащи върху единичен газов мехур в каналите на работното колело

Ако приемем, че течната фаза изпреварва газовата фаза в относителната координатна система следва, че силите от хидродинамично съпротивление $\vec{F}''_D$ и от присъединена маса $\vec{F}''_V$ са насочени по посока на движението на частицата. Това е така, защото посоката на тези сили е противоположна на посоката на скоростта на приплъзване между фазите (***фиг. 3.1***). Тогава уравнение (3.1), проектирано върху оста s добива вида:

(3.2) $m_b \cdot w'' \cdot \dfrac{dw''}{ds} = -F_{p,s} - F_{p_f,s} = +F_{C,s} + F_D + F_V$.

3.2.1.Центробежна сила

От Фиг. 3.1 се вижда, че проекцията на центробежната сила върху координатата s е:

(3.3) $\left|\vec{F}''_{C,s}\right| = \left|\vec{F}''_C\right|.\sin\beta$.

Но $\left|\vec{F}''_C\right| = m_b \cdot \omega^2 \cdot r = \dfrac{V_b}{\rho''} \cdot \omega^2 \cdot r$, а $\sin\beta = \dfrac{dr}{ds}$. Тогава:

(3.4) $\left|\vec{F}''_{C,s}\right| = \dfrac{V_b}{\rho''} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \dfrac{dr}{ds}$,

където V_b е обемът на газовия мехур.

3.2.2.Сила от налягане по повърхността на частицата

Силата от налягане се определя по [19]:

(3.5) $\left|\vec{F}''_p\right| = \int_S p \cdot \vec{n} \cdot dS$,

където:

S е повърхността на частицата;

$\vec{n}$ - външен единичен нормален вектор към S.

Предполага са, че при относително малки скорости на обтичане на частицата, налягането по повърхността ѝ се запазва приблизително еднакво с това в съответната точка от флуидното течение. Поради малкия размер на частицата, се прилага теоремата за средните стойности:

$$(3.6)\quad \left|\vec{F}''_p\right| = \int_{V_b} grad(p)\cdot dV \approx V_b\cdot[grad(p)]_{cp} = V_b\cdot gard(p_{cp}),$$

където p_{cp} е налягането в точката от флуидното поле, в която се намира частицата [19].

За проекцията на силата от налягане $\left|\vec{F}''_{p,s}\right|$ се получава:

$$(3.7)\quad \left|\vec{F}''_{p,s}\right| = V_b\cdot[grad(p)]_s = V_b\cdot\frac{dp}{ds}.$$

3.2.3.Сила от триене в каналните стени на работното колело

Силата от триене в каналните стени на работното колело отчита загубите на налягане от триене при движение на двуфазната смес. Според авторите на [75], тази сила се определя по израза:

$$(3.8)\quad \left|\vec{F}''_{p_f,s}\right| = V_b\cdot\frac{dp_f}{ds},$$

където градиентът на загубите на налягане $\frac{dp_f}{ds}$ е:

$$(3.9)\quad \frac{dp_f}{ds} = R_f\cdot\frac{dp_{f,0}}{ds} = -R_f\cdot\frac{c_f}{D_h}\cdot\rho'\cdot w_0'^2,$$

където:

$\frac{dp_{f,0}}{ds}$ е градиентът на загубите от триене при движение на чиста вода в каналите на работното колело;

c_f - коефициент на триене в каналните стени при движение на чиста вода в работното колело;

D_h - хидравличен диаметър на канала на работното колело;

$w_0' = (1-\alpha)\cdot w' = \frac{Q'}{A\cdot\sin\beta}$ - относителна скорост на течната фаза при движение на чиста вода през работното колело;

A - площта на живото сечение на течението, нормално на радиуса r.

R_f - коефициентът, който се определя опитно по отношението [69;71;75]:

(3.10) $$R_f = \frac{\Delta p_f}{\Delta p_{f,0}}.$$

В (3.10) с Δp_f са означени загубите на налягане при движение на двуфазна смес от течност и газ, а с $\Delta p_{f,0}$ - загубите на налягане при движение на чиста течност.

Коефициентът R_f зависи от обемната концентрация α. За неговото определяне в [76] авторите използват изразите:

- Според Chisholm & Sutherland:

(3.11) $$R_f = 1 + \frac{21}{X} + \frac{1}{X^2},$$

където:

(3.12) $$X = \frac{1-x}{x} \cdot \sqrt{\frac{w'}{w''}}.$$

- Според Akagawa:

(3.13) $$R_f = (1-\alpha)^{-C},$$

където:

$C = 1{,}5$

или

$C = 1{,}975 - 0{,}01006 \cdot p$, където налягането p се замества в $[MPa]$.

Подобни изрази за определяне на коефициента R_f са предложени в [62]:

(3.14) $$R_f = 1 + \frac{C}{X_{LM}} + \frac{1}{X_{LM}^2},$$

където:

X_{LM} е коефициент на Lockhardt & Martinelli, който се определя по израза [39;62]:

(3.15) $X_{LM} = \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{\mu'}{\mu''}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)$.

С μ е означен коефициентът на динамичен вискозитет на съответната фаза, а x е масовата концентрация на газовата фаза.

Константата C приема следните стойности:

- $C = 20$ - при турбулентно течение на двете фази;
- $C = 12$ - при ламинарно течение на течната и турбулентно на газовата фаза;
- $C = 10$ - при турбулентно течение на течната и ламинарно течение на газовата фаза;
- $C = 5$ - при ламинарно течение на двете фази.

Трябва да се отбележи, че предложените изрази за определяне на коефициента R_f са определени на базата на опитни данни при движение на двуфазна смес от течност и газ в неподвижна тръба.

В [73] Minemura & Uchiyama предлагат експериментални данни за коефициента R_f, определен за движение на двуфазна водо-въздушна смес във въртящ се канал с квадратно напречно сечение със страна $a = 32\ mm$.

При число на Рейнолдс $Re = 2{,}5 \cdot 10^4$ $\left(Re = \frac{w' \cdot a}{\nu'}\right)$ е получена следната експериментална зависимост:

(3.16) $Rf = (1 + 30) \cdot \alpha$.

3.2.4.Сила от хидродинамично съпротивление

Силата от хидродинамично съпротивление се определя по израза [3;42;58;79;81]:

(3.17) $\left|\vec{F}''_D\right| = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot S_b \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''|$,

където:

C_D е коефициент на хидродинамично съпротивление;

$S_b = \pi \cdot R_b^2$ е миделовото сечение на частицата;

$w_r = w' - w''$ е скоростта на приплъзване между фазите.

За големината на силата $\vec{F}_D''$ може да се запише:

(3.18) $\left|\vec{F}_D''\right| = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \pi \cdot R_b^2 \cdot \rho' \cdot w_r \cdot \left|w_r\right|$.

Най-важният момент при определяне на силата на хидродинамично съпротивление е определянето на коефициента C_D. В литературата съществуват множество емпирични формули за определяне на C_D в зависимост от числото на Рейнолдс Re_b, обемната концентрация на газовата фаза α и физичните характеристики на двете фази. В общия случай $C_D = f(Re_b)$ при движение на единичен газов мехур и $C_D = f(Re_b; \alpha)$ при движение на множество мехури, които си взаимодействат.

При числа на $Re_b < 0{,}5..1$ се използва известната формула на Стокс [3]:

(3.19) $C_D = \frac{24}{Re_b}$,

където $Re_b = \frac{2 \cdot R_b \cdot \left|w' - w''\right|}{\nu'}$ [60;89;97].

В при разработване на едномерния двуфлуиден модел в [75] авторите използват няколко израза за определяне на C_D:

- Според Tomiyama et al.[90;91]:

(3.20) $C_D = \max\left[\frac{24}{Re_b} \cdot \left(1 + 0{,}15 \cdot Re_b^{0{,}687}\right); \frac{8}{3} \cdot \frac{Eo}{Eo + 4} \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\alpha}}\right]$,

където според [38;41;50;75;99]:

$Eo = \frac{g \cdot (\rho' - \rho'') \cdot (2 \cdot R_b)^2}{\sigma}$;

σ е коефициентът на повърхностно напрежение на границата между фазите.

- Според Hench-Johnston [75]:

(3.21) $\frac{C_D}{R_b} = 340{,}2\ m^{-1}$ при $R_b = 1{,}59\ mm$.

- Според RELAP5/MOD2 [75]:

(3.22) $$\frac{C_D}{R_b} = \frac{8}{3} \cdot \frac{(1-\alpha)\cdot(\rho' - \rho'')\cdot g}{\rho' \cdot |V_{Gj}|^2},$$

където:

$V_{Gj} = (1-\alpha)^{1,5} \cdot V^*_{Gja}$ - за мехурчесто течение;

$V_{Gj} = V^*_{Gja}$ - за “churn-turbulent” течение;

$$V^*_{Gja} = \sqrt{2} \cdot \left[\frac{\sigma \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g}{\rho'^2} \right]^{\frac{1}{4}}.$$

- Според Zuber-Hench [75]:

(3.23) $\frac{C_D}{R_b} = 109{,}8 \cdot (1-\alpha)^3$ - за “churn-turbulent” течение.

В [3] Антонов предлага множество изрази за определяне на C_D, публикувани в литературата до 1995 г. Два от тях ще бъдат изполлавани в настоящата работа, а именно:

(3.24) $$C_D = \frac{24}{Re_b} \cdot 10^E,$$

където:

$E = 0{,}261 \cdot Re_b^{0,369} - 0{,}105 \cdot Re_b^{0,430} - \frac{0{,}124}{1 + \lg^2 Re_b}$, при $Re_b < 3 \cdot 10^5$.

При аналитични изследвания често се използва зависимостта [3;34]:

(3.25) $$C_D = \frac{24}{Re_b} \cdot \left(1 + 0{,}179 \cdot Re_b^{0,5} + 0{,}013 \cdot Re_b\right),$$

валидна за широк диапазон на Re_b.

В [101] авторът използва израз от вида:

$$C_D = \frac{24}{Re_b} \cdot \left(1 + 0{,}15 \cdot Re_b^{0{,}687}\right) \cdot f(\alpha). \tag{3.26}$$

Функцията $f(\alpha) = \alpha \cdot (1 - \alpha)$ отчита влиянието на обемната концентрация на газовата фаза върху коефициента C_D.

Подобен израз предлага Uchiyama в [93;94]

$$C_D = \left[\frac{24}{Re_b} \cdot \left(1 + 0{,}15 \cdot Re_b^{0{,}687}\right) + \frac{0{,}42}{1 + 42500 \cdot Re_b^{-1{,}16}}\right] \cdot (1 - \alpha)^{-3{,}5}. \tag{3.27}$$

В [100] авторът прави обстоен анализ на съществуващите в литературата формули за определяне на коефициента на хидродинамично съпротивление. Впечатление прави изразът:

$$C_D = \left(1 + \alpha^{\frac{1}{3}}\right) \cdot \left(0{,}63 + \frac{4{,}8}{\sqrt{Re}}\right). \tag{3.28}$$

В (3.28) числото на Рейнолдс Re се пресмята по израза:

$$Re = \frac{\rho' \cdot 2 \cdot R_b \cdot |w_r|}{\mu}, \tag{3.29}$$

където динамичният вискозитет на двуфазната смес μ е:

$$\mu = \mu' \cdot K_b \cdot \frac{\frac{2}{3} \cdot K_b + \frac{\mu''}{\mu'}}{K_b + \frac{\mu''}{\mu'}}, \tag{3.30}$$

където:

μ' е динамичният вискозитет на течната фаза;

μ'' е динамичният вискозитет на газовата фаза;

$K_b = e^{\frac{5 \cdot \alpha \cdot K_a}{\alpha \cdot (1 - \alpha)}}$ и $K_a = \frac{\mu' + 2{,}5 \cdot \mu''}{2{,}5 \cdot \mu' + 2{,}5 \cdot \mu''}$ са опитно получени функции.

3.2.5. Сила от присъединена маса

Силата от присъединена маса изразява локалните промени в градиента на налягане, предизвикани от ускорителното движение на частицата спрямо течността [19]. В най-общ вид тя се определя по израза [42;48;52;70;80]:

$$(3.31)\quad \left|\vec{F}_V''\right| = C_V \cdot V_b \cdot \rho' \cdot \frac{D}{dt}\left(w' - w''\right),$$

или:

$$(3.32)\quad \left|\vec{F}_V''\right| = C_V \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b^3 \cdot \rho' \cdot \left[\left(\frac{dw'}{dt} + w' \cdot \frac{dw'}{ds}\right) - \left(\frac{dw''}{dt} + w'' \cdot \frac{dw''}{ds}\right)\right],$$

където коефициентът на присъединена маса за сферична частица е $C_V = 0{,}5$.

При установено относително течение имаме:

$$(3.33)\quad \left|\vec{F}_V''\right| = C_V \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b^3 \cdot \rho' \cdot \left(w' \cdot \frac{dw'}{ds} - w'' \cdot \frac{dw''}{ds}\right).$$

Интересна зависимост за определяне на коефициента C_V след отчитане на влиянието на обемната концентрация на газовата фаза α предлага в [75] авторът:

$$(3.34)\quad C_V = \frac{1}{2} \cdot C_{Vm} \cdot \frac{\rho}{\rho'},$$

където:

ρ е плътността на двуфазната смес, пресметната по някоя от формулите (2.13), (2.14.

$C_{Vm} = \left(1 + 2 \cdot \alpha\right)$ - при $\alpha \le 0{,}5$;

$C_{Vm} = \dfrac{\left(1 - \alpha\right) \cdot \left(3 - 2 \cdot \alpha\right)}{\alpha}$ - при $\alpha > 0{,}5$.

В [68] Lauren предлага следния израз за определяне на C_{Vm}:

$$(3.35)\quad C_{Vm} = 0{,}5 + 1{,}63 \cdot \alpha + 3.85 \cdot \alpha^2.$$

Пак в [75] е предложена по-различна формула за определяне на силата от присъединена масса. Според авторите на [75], Drew & Lahey предлагат следната формула за $\left|\vec{F}''_V\right|$:

(3.36) $$\left|\vec{F}''_V\right| = C_V \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b^3 \cdot \rho' \cdot \left[\left(2 \cdot w'' - w'\right) \cdot \frac{dw'}{ds} - w'' \cdot \frac{dw''}{ds}\right],$$

при $C_V = 0{,}5$.

3.3. Съставяне на системата уравнения на модела

Както стана ясно уравнение (3.3) описва движението на единичен газов мехур в каналите на работното колело. За да се изведе уравнение за движението на всички мехури, които се намират в единица обем от двуфазната смес, е необходимо всички членове на уравнение (3.3) да се умножат с т. нар. числена плътност на мехурите $\bar{n}_b = \frac{\alpha}{V_b}$. Тогава уравнение (3.1) добива вида:

(3.37) $$\bar{n}_b \cdot m_b \cdot w'' \cdot \frac{dw''}{ds} = f''_C - f''_p - f''_{p_f} + f''_D + f''_V,$$

където:

(3.38) $$\bar{n}_b \cdot m_b \cdot w'' \cdot \frac{dw''}{ds} = \frac{\alpha}{V_b} \cdot \rho'' \cdot V_b \cdot w'' \cdot \frac{dw''}{ds} = \alpha \cdot \rho'' \cdot w'' \cdot \frac{dw''}{ds};$$

(3.39) $$f''_C = \bar{n}_b \cdot F''_C = \frac{\alpha}{V_b} \cdot \rho'' \cdot V_b \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{dr}{ds} = \alpha \cdot \rho'' \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{dr}{ds};$$

(3.40) $$f''_p = \bar{n}_b \cdot F''_p = \frac{\alpha}{V_b} \cdot V_b \cdot \frac{dp}{ds} = \alpha \cdot \frac{dp}{ds};$$

(3.41) $$f''_{p_f} = \bar{n}_b \cdot F''_{p_f} = \frac{\alpha}{V_b} \cdot V_b \cdot \frac{dp_f}{ds} = \alpha \cdot \frac{dp_f}{ds};$$

(3.42) $$f''_D = \bar{n}_b \cdot F''_D = \frac{\alpha}{V_b} \cdot \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot S_b \cdot \rho' \cdot \left|w_r\right| \cdot w_r = \frac{\alpha}{\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b^3} \cdot \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \pi \cdot R_b^2 \cdot \rho' \cdot \left|w_r\right| \cdot w_r,$$

или

$$(3.43)\quad f''_D = \alpha \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''|;$$

$$(3.44)\quad \begin{aligned} f''_V &= \bar{n}_b \cdot F''_V = \frac{\alpha}{V_b} \cdot C_V \cdot V_b \cdot \rho' \cdot \left(w' \cdot \frac{dw'}{ds} - w'' \cdot \frac{dw''}{ds} \right) = \\ &= \alpha \cdot C_V \cdot \rho' \cdot \left(w' \cdot \frac{dw'}{ds} - w'' \cdot \frac{dw''}{ds} \right) \end{aligned}.$$

След заместване на (3.38), (3.39), (3.40), (3.41), (3.43) и (3.44) в (3.37), за уравнението на движение на газовата фаза в каналите на работното колело се получава:

$$(3.45)\quad \begin{aligned} &\alpha \cdot \rho'' \cdot w'' \cdot \frac{dw''}{ds} = \alpha \cdot \rho'' \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{dr}{ds} - \alpha \cdot \frac{dp}{ds} - \alpha \frac{dp_f}{ds} + \\ &+ \alpha \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''| + \alpha \cdot C_V \cdot \rho' \cdot \left(w' \cdot \frac{dw'}{ds} - w'' \cdot \frac{dw''}{ds} \right) \end{aligned}.$$

Аналогично на (3.45) за уравнението за движение на течната фаза се получава:

$$(3.46)\quad \begin{aligned} &(1-\alpha) \cdot \rho' \cdot w' \cdot \frac{dw'}{ds} = (1-\alpha) \cdot \rho' \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{dr}{ds} - (1-\alpha) \cdot \frac{dp}{ds} - (1-\alpha) \frac{dp_f}{ds} - \\ &- (1-\alpha) \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''| - (1-\alpha) \cdot C_V \cdot \rho' \cdot \left(w' \cdot \frac{dw'}{ds} - w'' \cdot \frac{dw''}{ds} \right) \end{aligned}.$$

Уравненията за непрекъснатост на двете фази се записват във вида:

$$(3.47)\quad \frac{d(\alpha \cdot \rho'' \cdot w'' \cdot A \cdot \sin\beta)}{ds} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{ds} + \frac{1}{w''} \cdot \frac{dw''}{ds} + \frac{1}{\rho''} \cdot \frac{d\rho''}{ds} + \frac{1}{A \cdot \sin\beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds} = 0;$$

$$(3.48)\quad \begin{aligned} &\frac{d[(1-\alpha) \cdot \rho' \cdot w' \cdot A \cdot \sin\beta]}{ds} = \\ &= -\frac{1}{(1-\alpha)} \cdot \frac{d(1-\alpha)}{ds} + \frac{1}{w'} \cdot \frac{dw'}{ds} + \frac{1}{A \cdot \sin\beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds} = 0 \end{aligned}.$$

Последното уравнение от системата е уравнението за състоянието на газовата фаза:

$$(3.49)\quad \frac{p}{\rho''^k} = C.$$

Получената система от четири диференциални и едно алгебрично уравнения се решава числено в средата на програмата MATLAB.

3.4. Числена процедура

Получената в т. 3.3 диференциално-алгебрична система има вида:

$$
(3.50)\quad \left|\begin{array}{l}
\alpha\cdot\rho''\cdot w''\cdot\dfrac{dw''}{ds}=\alpha\cdot\rho''\cdot\omega^2\cdot r\cdot\dfrac{dr}{ds}-\alpha\cdot\dfrac{dp}{ds}-\alpha\cdot\dfrac{dp_f}{ds}+\\
+\alpha\cdot\dfrac{3}{8}\cdot\dfrac{C_D}{R_b}\cdot\rho'\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''|+\alpha\cdot C_V\cdot\rho'\cdot\left(w'\cdot\dfrac{dw'}{ds}-w''\cdot\dfrac{dw''}{ds}\right);\\
(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot w'\cdot\dfrac{dw'}{ds}=(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot\omega^2\cdot r\cdot\dfrac{dr}{ds}-(1-\alpha)\cdot\dfrac{dp}{ds}-(1-\alpha)\cdot\dfrac{dp_f}{ds}-\\
-(1-\alpha)\cdot\dfrac{3}{8}\cdot\dfrac{C_D}{R_b}\cdot\rho'\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''|-(1-\alpha)\cdot C_V\cdot\rho'\cdot\left(w'\cdot\dfrac{dw'}{ds}-w''\cdot\dfrac{dw''}{ds}\right);\\
\dfrac{1}{\alpha}\cdot\dfrac{d\alpha}{ds}+\dfrac{1}{w''}\cdot\dfrac{dw''}{ds}+\dfrac{1}{\rho''}\cdot\dfrac{d\rho''}{ds}+\dfrac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\dfrac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds}=0;\\
-\dfrac{1}{(1-\alpha)}\cdot\dfrac{d\alpha}{ds}+\dfrac{1}{w'}\cdot\dfrac{dw'}{ds}+\dfrac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\dfrac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds}=0;\\
p-\rho''^{k}\cdot C=0
\end{array}\right.
$$

За да се състави програма за числено решаване на системата (3.50) в средата на MATLAB, е необходимо тя да се представи по следния начин:

(3.51) $M[s,\ y(1),\ y(2),\ y(3),\ y(4),\ y(5)]\cdot\dot{y}=F[s,\ y(1),\ y(2),\ y(3),\ y(4),\ y(5)]$,

където:

$M[s,\ y(1),\ y(2),\ y(3),\ y(4),\ y(5)]$ е общия вид на т.нар. матрица на масата наречена още масова матрица;

$\dot{y}=|\dot{y}(1);\dot{y}(2);\dot{y}(3);\dot{y}(4);\dot{y}(5)|$ е вектор, съдържащ производните по координатата s на неизвестните величини;

$F[s, y(1), y(2), y(3), y(4), y(5)]$ е общия вид на дясната част на системата, съдържаща функции на координатата s и неизвестните величини $y(1), y(2), y(3), y(4), y(5)$.

В случая $y(1)=\alpha$, $y(2)=w''$, $y(3)=w'$, $y(4)=p$, $y(5)=\rho''$ от където следва, че $\dot{y}(1)=\frac{d\alpha}{ds}=\dot{\alpha}$, $\dot{y}(2)=\frac{dw''}{ds}=\dot{w}''$, $\dot{y}(3)=\frac{dw'}{ds}=\dot{w}'$, $\dot{y}(4)=\frac{dp}{ds}=\dot{p}$ и $\dot{y}(5)=\frac{d\rho''}{ds}=\dot{\rho}''$.

За да се определят елементите на масовата матрица M, тя се записва във вида:

$$(3.52)\quad M=\begin{bmatrix} f_{11}(s,y) & f_{12}(s,y) & f_{13}(s,y) & f_{14}(s,y) & f_{15}(s,y) \\ f_{21}(s,y) & f_{22}(s,y) & f_{23}(s,y) & f_{24}(s,y) & f_{25}(s,y) \\ f_{31}(s,y) & f_{32}(s,y) & f_{33}(s,y) & f_{34}(s,y) & f_{35}(s,y) \\ f_{41}(s,y) & f_{42}(s,y) & f_{43}(s,y) & f_{44}(s,y) & f_{45}(s,y) \\ f_{51}(s,y) & f_{52}(s,y) & f_{53}(s,y) & f_{54}(s,y) & f_{55}(s,y) \end{bmatrix}.$$

В записа (3.52) функцията $f_{ij}(s, y)=f_{ij}(s, \alpha, w'', w', p, \rho'')$.

Дясната част на (3.51) има вида:

$$(3.53)\quad F=\begin{bmatrix} F_1(s, w'', w', p, \rho'') \\ F_2(s, w'', w', p, \rho'') \\ F_3(s, w'', w', p, \rho'') \\ F_4(s, w'', w', p, \rho'') \\ F_5(s, w'', w', p, \rho'') \end{bmatrix}.$$

Функциите $f_{ij}(s, \alpha, w'', w', p, \rho'')$ и $F_i(s, w'', w', p, \rho'')$ се намират по следния начин:

След извършване на умножението в уравнение (3.51), за общия вид на системата се получава:

(3.54)

$$\begin{cases} f_{11}(s,y)\cdot\dfrac{d\alpha}{ds}+f_{12}(s,y)\cdot\dfrac{dw''}{ds}+f_{13}(s,y)\cdot\dfrac{dw'}{ds}+f_{14}(s,y)\cdot\dfrac{dp}{ds}+f_{15}(s,y)\cdot\dfrac{d\rho''}{ds}=F_1(s,\alpha,w'',w',p,\rho'') \\ f_{21}(s,y)\cdot\dfrac{d\alpha}{ds}+f_{22}(s,y)\cdot\dfrac{dw''}{ds}+f_{23}(s,y)\cdot\dfrac{dw'}{ds}+f_{24}(s,y)\cdot\dfrac{dp}{ds}+f_{25}(s,y)\cdot\dfrac{d\rho''}{ds}=F_2(s,\alpha,w'',w',p,\rho'') \\ f_{31}(s,y)\cdot\dfrac{d\alpha}{ds}+f_{32}(s,y)\cdot\dfrac{dw''}{ds}+f_{33}(s,y)\cdot\dfrac{dw'}{ds}+f_{34}(s,y)\cdot\dfrac{dp}{ds}+f_{35}(s,y)\cdot\dfrac{d\rho''}{ds}=F_3(s,\alpha,w'',w',p,\rho'') \\ f_{41}(s,y)\cdot\dfrac{d\alpha}{ds}+f_{42}(s,y)\cdot\dfrac{dw''}{ds}+f_{43}(s,y)\cdot\dfrac{dw'}{ds}+f_{44}(s,y)\cdot\dfrac{dp}{ds}+f_{45}(s,y)\cdot\dfrac{d\rho''}{ds}=F_4(s,\alpha,w'',w',p,\rho'') \\ f_{51}(s,y)\cdot\dfrac{d\alpha}{ds}+f_{52}(s,y)\cdot\dfrac{dw''}{ds}+f_{53}(s,y)\cdot\dfrac{dw'}{ds}+f_{54}(s,y)\cdot\dfrac{dp}{ds}+f_{55}(s,y)\cdot\dfrac{d\rho''}{ds}=F_5(s,\alpha,w'',w',p,\rho'') \end{cases}$$

Първото уравнение от (3.54) представлява запис на диференциалното уравнение за движение на газовата фаза (3.45), второто е запис на уравнението за движение на течната фаза (3.46). Третото и четвъртото уравнения от (3.54) представляват уравненията за непрекъснатост съответно на газовата фаза (3.47) и на течната фаза (3.48). Петото уравнение е запис на алгебричното уравнение за състоянието на газовата фаза (3.49). Това означава, че за да се определят функциите $f_{ij}(s,\alpha,w'',w',p,\rho'')$ и $F_1(s,\alpha,w'',w',p,\rho'')$ е необходимо уравненията (3.45), (3.46), (3.47), (3.48) и (3.49) да се представят във вида (3.54). За тази цел уравнение (3.45) след преработка се записва по следния начин:

$$\begin{aligned} &0\cdot\frac{d\alpha}{ds}+\alpha\cdot w''\cdot(\rho''+C_V\cdot\rho')\cdot\frac{dw''}{ds}-\alpha\cdot C_V\cdot\rho'\cdot w'\cdot\frac{dw'}{ds}+\alpha\cdot\frac{dp}{ds}+0\cdot\frac{d\rho''}{ds}= \\ &=\alpha\cdot\rho''\cdot\omega^2\cdot r\cdot\frac{dr}{ds}-\alpha\cdot\frac{dp_f}{ds}+\alpha\cdot\frac{3}{8}\cdot\frac{C_D}{R_b}\cdot\rho'\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''| \end{aligned} \qquad (3.55)$$

От (3.57) става ясно, че $f_{11}(s,y)=0$, $f_{12}(s,y)=\alpha\cdot w''\cdot(\rho''+C_V\cdot\rho')$, $f_{13}(s,y)=-\alpha\cdot C_V\cdot\rho'\cdot w'$, $f_{14}(s,y)=\alpha$ и $f_{15}(s,y)=0$. Функцията $F_1(s,y)$ има вида $F_1(s,y)=\alpha\cdot\rho''\cdot\omega^2\cdot r\cdot\dfrac{dr}{ds}-\alpha\cdot\dfrac{dp_f}{ds}+\alpha\cdot\dfrac{3}{8}\cdot\dfrac{C_D}{R_b}\cdot\rho'\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''|$.

По аналогичен начин се преработва уравнение (3.46) и се записва във вида:

(3.56)

$$0\cdot\frac{d\alpha}{ds}-(1-\alpha)\cdot C_V\cdot\rho'\cdot w''\cdot\frac{dw''}{ds}+(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot(1+C_V)\cdot w'\cdot\frac{dw'}{ds}+(1-\alpha)\cdot\frac{dp}{ds}+0\cdot\frac{d\rho''}{ds}=$$
$$=(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot\omega^2\cdot r\cdot\frac{dr}{ds}-(1-\alpha)\cdot\frac{dp_f}{ds}-(1-\alpha)\cdot\frac{3}{8}\cdot\frac{C_D}{R_b}\cdot\rho'\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''|$$

От (3.56) се вижда, че $f_{21}(s,y)=0$, $f_{22}(s,y)=-(1-\alpha)\cdot C_V\cdot\rho'\cdot w''$, $f_{23}(s,y)=(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot(1+C_V)\cdot w'$, $f_{24}(s,y)=1-\alpha$, $f_{25}(s,y)=0$ и $F_2(s,y)=(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot\omega^2\cdot r\cdot\frac{dr}{ds}-(1-\alpha)\cdot\frac{dp_f}{ds}-(1-\alpha)\cdot\frac{3}{8}\cdot\frac{C_D}{R_b}\cdot\rho'\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''|$.

Уравнението за непрекъснатост на газовата фаза (3.45) може да се запише по следния начин:

(3.57) $$\frac{1}{\alpha}\cdot\frac{d\alpha}{ds}+\frac{1}{w''}\cdot\frac{dw''}{ds}+0\cdot\frac{dw'}{ds}+0\cdot\frac{dp}{ds}+\frac{1}{\rho''}\cdot\frac{d\rho''}{ds}=-\frac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\frac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds}.$$

От (3.57) става ясно, че: $f_{31}(s,y)=\frac{1}{\alpha}$, $f_{32}(s,y)=\frac{1}{w''}$, $f_{33}(s,y)=0$, $f_{34}(s,y)=0$, $f_{35}(s,y)=\frac{1}{\rho''}$ и $F_3(s,y)=-\frac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\frac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds}$.

По същия начин уравнение (3.49) се представя във вида:

(3.58) $$-\frac{1}{1-\alpha}\cdot\frac{d\alpha}{ds}+0\cdot\frac{dw''}{ds}+\frac{1}{w'}\cdot\frac{dw'}{ds}+0\cdot\frac{dp}{ds}+0\cdot\frac{d\rho''}{ds}=-\frac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\frac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds},$$

от където следва, че: $f_{41}(s,y)=-\frac{1}{1-\alpha}$, $f_{42}(s,y)=0$, $f_{43}(s,y)=\frac{1}{w'}$, $f_{44}(s,y)=0$, $f_{45}(s,y)=0$ и $F_4(s,y)=-\frac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\frac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds}$.

Последното уравнение от системата (3.54) е алгебрично, от където следва, че $f_{51}(s,y)=f_{52}(s,y)=f_{53}(s,y)=f_{54}(s,y)=f_{55}(s,y)=0$ и $F_5(s,\alpha,w'',w',p,\rho'')=\frac{p}{\rho''^k}-C$, където C е константа, която се определя от началните условия (налягане p и плътност на газовата фаза ρ'' в началната точка на координатата s).

Масовата матрица (3.52) добива вида:

(3.59)

$$M=\begin{bmatrix} [0]_{11} & [\alpha\cdot w''\cdot(\rho''+C_V\cdot\rho')]_{12} & [-\alpha\cdot C_V\cdot\rho'\cdot w']_{13} & [\alpha]_{14} & [0]_{15} \\ [0]_{21} & [-(1-\alpha)\cdot C_V\cdot\rho'\cdot w'']_{22} & [(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot(1+C_V)\cdot w']_{23} & [1-\alpha]_{24} & [0]_{25} \\ \left[\frac{1}{\alpha}\right]_{31} & \left[\frac{1}{w''}\right]_{32} & [0]_{33} & [0]_{34} & \left[\frac{1}{\rho''}\right]_{35} \\ \left[-\frac{1}{1-\alpha}\right]_{41} & [0]_{42} & \left[\frac{1}{w'}\right]_{43} & [0]_{44} & [0]_{45} \\ [0]_{51} & [0]_{52} & [0]_{53} & [0]_{54} & [0]_{55} \end{bmatrix},$$

където в средни скоби са заградени отделните елементи на матрицата.

Дясната част (3.53) е:

(3.60)

$$F=\begin{bmatrix} \left[\alpha\cdot\rho''\cdot\omega^2\cdot r\cdot\frac{dr}{ds}-\alpha\cdot\frac{dp_f}{ds}+\alpha\cdot\frac{3}{8}\cdot\frac{C_D}{R_b}\cdot\rho'\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''|\right]_1 \\ \left[(1-\alpha)\cdot\rho'\cdot\omega^2\cdot r\cdot\frac{dr}{ds}-(1-\alpha)\cdot\frac{dp_f}{ds}-(1-\alpha)\cdot\frac{3}{8}\cdot\frac{C_D}{R_b}\cdot\rho'\cdot(w'-w'')\cdot|w'-w''|\right]_2 \\ \left[-\frac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\frac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds}\right]_3 \\ \left[-\frac{1}{A\cdot\sin\beta}\cdot\frac{d(A\cdot\sin\beta)}{ds}\right]_4 \\ \left[p-\rho''^{k}\cdot C\right]_5 \end{bmatrix}$$

Както се вижда от (3.59) последният ред на масовата матрица е нулев, т.е матрицата е изродена (детерминантата $\det M=0$). Диференциално-алгебрични системи от този вид се решават числено в средата на програмата MATLAB с помощта на солвъра ode15s.

3.5. Определяне на функциите $r \cdot \frac{dr}{ds}$ и $\frac{1}{A \cdot \sin\beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds}$

Както се вижда от (3.60) в дясната част на диференциално-алгебричната система фигурират функциите $r_s(s) = r \cdot \frac{dr}{ds}$ и $A_s(s) = \frac{1}{A \cdot \sin\beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds}$. Тези функции са свързани с геометрията на междулопатъчните канали на работното колело на помпата. Избраният метод за решаване на системата уравнения изисква познаването на тези функции в аналитичен вид. В настоящата точка ще бъде изяснен начинът на получаване на функциите $r_s(s)$ и $A_s(s)$ за работните колела на изследваните помпи 6Е20 и 6Е32.

Избраните помпи са с изцяло цилиндрични лопатки и не е трудно да се намери средната линия на лопаткатка в ортогонална проекция върху работния чертеж на работното колело. Приема се, че тя съвпада с координатата s и формата на токовите линии на двете фази. Сканираният работен чертеж се обработва с помощта на специализиран софтуер, като по този начин се получават координатите x_i и y_i на желани точки от средната линия на лопатката. За помпа 6Е20 тези точки са 84 на брой, а за 6Е32 – 112 (***фиг. 3.2***).

Радиусът, на $i-\text{тата}$ точка се пресмята по формулата:

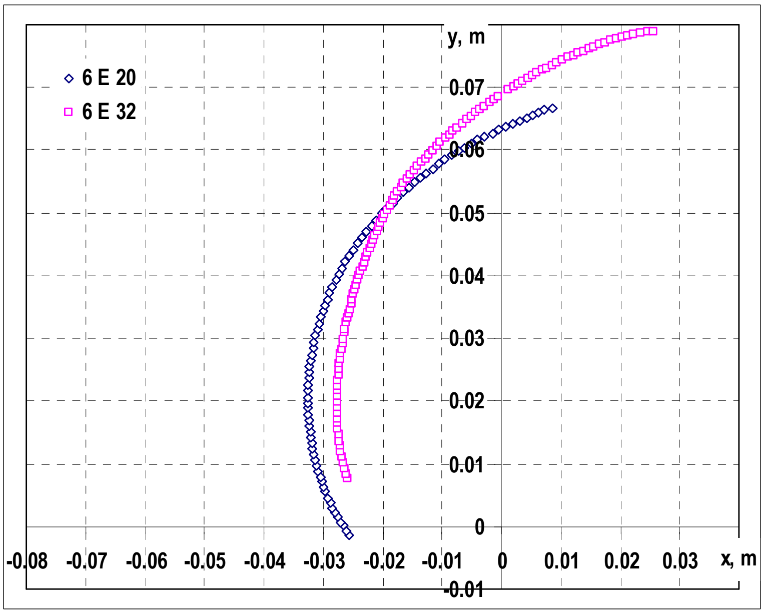
(3.61) $r_i = \sqrt{x_i^2 + y_i^2}$.

След това се определя ъгълът φ_i във всяка точка съгласно:

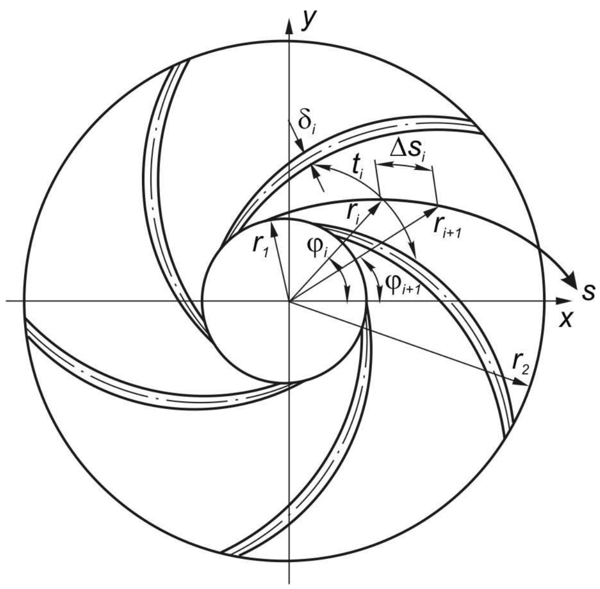
(3.62) $\varphi_i = \arctan\left|\frac{y_i}{x_i}\right|$.

Определя се големината на ъгъл $\Delta\varphi_i$, който не е показан на фигурата по формулата:

(3.63) $\Delta\varphi_i = |\varphi_i - \varphi_{i+1}|$.



Фиг. 3.2 Форма на средната линия на лопатката на изследваните помпи



Фиг. 3.3. Геометрия на токовата линия

Дължината на дъгата Δs_i между две съседни точки се определя по израза:

(3.64) $\Delta s_i = \frac{r_{i+1} + r_i}{2} \cdot \Delta\varphi_i$.

Стойността на криволинейната координата s_{i+1} в $i+1-$вата точка ще бъде:

(3.65) $s_{i+1} = \sum_{i=1}^{i} \Delta s_i$.

По този начин са получени в дискретен вид функциите $r = f(s)$ за двете изследвани помпи. Тези функции са апроксимирани в средата на MATLAB с полиноми от 5-та степен. За помпа 6Е20 функцията $r = f(s)$ има вида:

(3.66) $r = -2293 \cdot s^5 + 1067 \cdot s^4 - 106,8 \cdot s^3 + 1,066 \cdot s^2 + 0,6725 \cdot s + 0,02564$,

където r и s се измерват в $[m]$.

За оценка на точността на уравнение (3.66) се използват коефициентът на детерминация R^2 и средно квадратичното отклонение σ.

Коефициентът R^2 е аналогичен на коефициента на корелация. Моделът добре описва опитните данни, ако $R^2 > 0,95$. Коефициентът се определя по израза:

(3.67) $R^2 = 1 - \dfrac{\sum_{i=1}^{i=n} (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{i=n} (y_i - \bar{y})^2}$,

където:

y_i е стойността на $i-$тата измерена стойност;

$\hat{y}_i$ е стойността в $i-$тата точка, пресметната по уравнението на модела;

$\bar{y} = \dfrac{\sum_{i=1}^{n} y_i}{n}$ е средно аритметична на всички измерени стойности.

Средно квадратичното отклонение се пресмята по израза:

(3.68) $\sigma = \sqrt{\dfrac{\sum_{i=1}^{i=n} (y_i - \hat{y}_i)^2}{n - m}}$,

където:

n е броят на измерванията (брой опитни точки);

m - брой на коефициентите на модела.

Стойностите на коефициента на детерминация и средно квадратичното отклонение за уравнение (3.66) са $R^2 = 1$ и $\sigma = 4{,}547 \cdot 10^{-5}$, което показва, че то достатъчно точно описва дискретната функция $r = f(s)$.

По същия начин е получена зависимостта $r = f(s)$ за помпа 6Е32. Уравнението на регресия в този случай има вида:

(3.69) $r = -10490 \cdot s^5 + 3574 \cdot s^4 - 415 \cdot s^3 + 18{,}43 \cdot s^2 + 0{,}4682 \cdot s + 0{,}02748$.

Стойностите на коефициента на детерминация и средно квадратичното отклонение за уравнение (3.69) са $R^2 = 0.9999$ и $\sigma = 0.0002005$.

От уравнения (3.66) и (3.69), чрез диференциране лесно могат да се получат изрази за $\frac{dr}{ds} = \sin\beta = f(s)$.

За помпа 6Е20:

(3.70) $\frac{dr}{ds} = -5 \cdot 2293 \cdot s^4 + 4 \cdot 1067 \cdot s^3 - 3 \cdot 106{,}8 \cdot s^2 + 2 \cdot 1{,}066 \cdot s + 0{,}6725$.

За помпа 6Е32:

(3.71) $\frac{dr}{ds} = -5 \cdot 10490 \cdot s^4 + 4 \cdot 3574 \cdot s^3 - 3 \cdot 415 \cdot s^2 + 2 \cdot 18{,}43 \cdot s + 0{,}4682$.

След заместване с пресметнатите по (3.65) стойности на s_i в уравнения (3.66) и (3.69) се получават стойностите на $\hat{r}_i$ за двете помпи. По същия начин с помощта на уравнения (3.70) и (3.71) се получават стойностите на $\frac{d\hat{r}_i}{ds}$. След почленно умножение на елементите на вектора $\left[\hat{r}_i\right]$ с тези на $\left[\frac{d\hat{r}_i}{ds}\right]$ се получават стойностите на $\left[\hat{r}_i \cdot \frac{d\hat{r}_i}{ds}\right]$. Дискретната функция $\hat{r}_i \cdot \frac{d\hat{r}_i}{ds} = f(s_i)$ се апроксимира с полином от 5-та степен в средата на MATLAB, който представлява търсената функция $r_s = f(s)$.

За помпа 6Е20:

(3.72) $r_s = -13270 \cdot s^5 + 3473 \cdot s^4 - 152 \cdot s^3 - 7{,}051 \cdot s^2 + 0{,}5167 \cdot s + 0{,}01722$, $R^2 = 1$, $\sigma = 9{,}97 \cdot 10^{-6}$.

За помпа 6Е32:

(3.73) $r_s = -51080 \cdot s^5 + 12640 \cdot s^4 - 892{,}7 \cdot s^3 - 8{,}475 \cdot s^2 + 1{,}132 \cdot s + 0{,}01302$, $R^2 = 1$, $\sigma = 3{,}053 \cdot 10^{-5}$.

По аналогичен начин се получава зависимостта $A_s(s) = \frac{1}{A \cdot \sin\beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds}$.

Площта на живото сечение на двуфазното течение A_i се определя по израза:

(3.74) $A_i = \left(2 \cdot \pi \cdot r_i - 6 \cdot \frac{\delta_i}{\sin\beta_i}\right) \cdot b_i$, $[m^2]$,

където:

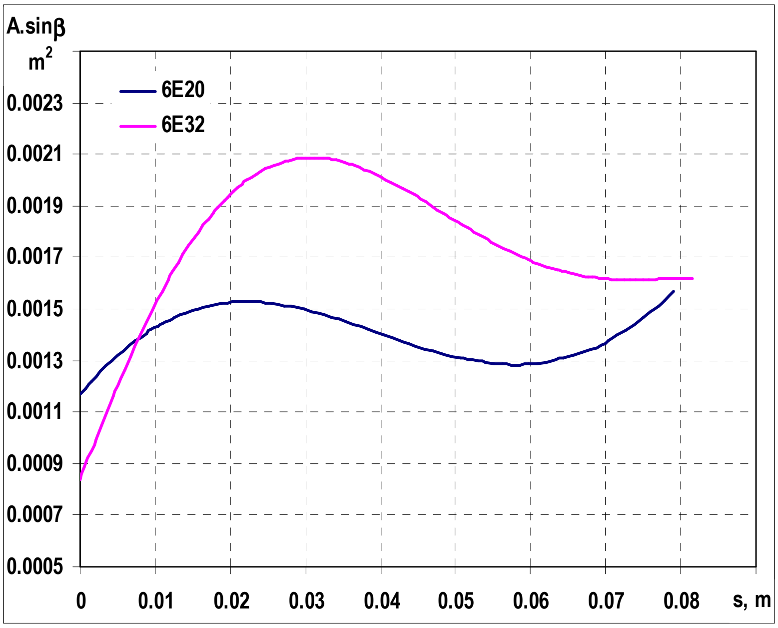
δ_i е дебелината на лопатката на работното колело при радиус r_i, $[m]$;

b_i - широчина на канала на работното колело, $[m]$.

След като се определят стойностите на δ и b в точки 1 и 2 (начало и край) на токовата линия от чертежа на работното колело, междинните стойности на δ_i и b_i се пресмятат по зависимостите:

(3.75) $\delta_i = \delta_1 + i \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1}{n - 1}$,

(3.76) $b_i = b_1 + i \cdot \frac{b_2 - b_1}{n - 1}$, които предполагат линеен закон на изменение на дебелината на лопатката и широчината на канала на работното колело.



Фиг. 3.4 Зависимост на площта на живото сечение на течението, нормално на токовата линия от s за двете изследвани помпи.

Дискретните зависимости $A_i \cdot \sin\beta_i = f(s_i)$ за двете помпи са апроксимирани с полиноми от 5-та степен (***фиг. 3.4***).

За помпа 6Е20:

(3.77) $A \cdot \sin\beta = -1014 \cdot s^5 + 187{,}8 \cdot s^4 - 2{,}399 \cdot s^3 - 0{,}8562 \cdot s^2 + 0{,}03458 \cdot s + 0{,}001171$,

$R^2 = 0{,}9999$, $\sigma = 1{,}004 \cdot 10^{-6}$ и

(3.78) $\dfrac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds} = -5 \cdot 1014 \cdot s^4 + 4 \cdot 187{,}8 \cdot s^3 - 3 \cdot 2{,}399 \cdot s^2 - 2 \cdot 0{,}8562 \cdot s + 0{,}03458$.

За помпа 6Е32:

(3.79)

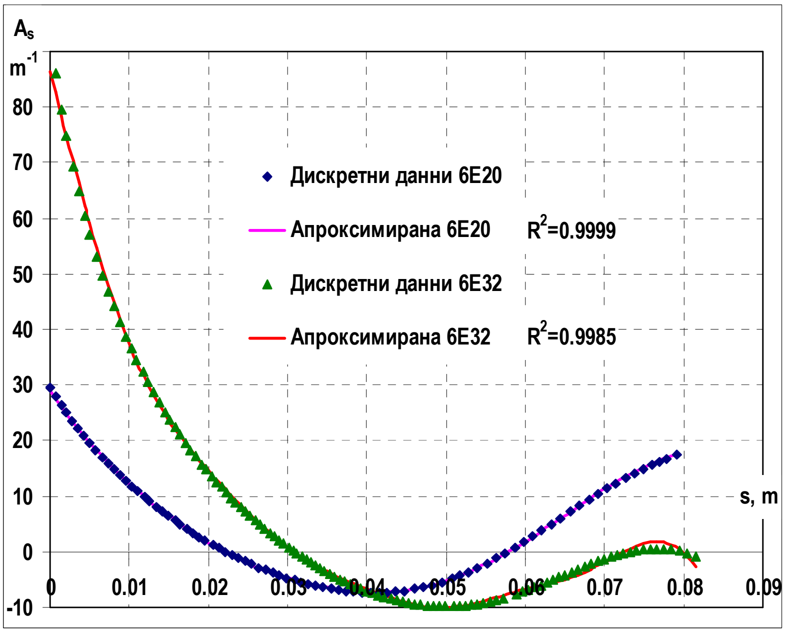
$A \cdot \sin\beta = -3774 \cdot s^5 + 760{,}3 \cdot s^4 - 40{,}22 \cdot s^3 - 0{,}5577 \cdot s^2 + 0{,}07708 \cdot s + 0{,}0008353$,

$R^2 = 0{,}9999$, $\sigma = 3{,}433 \cdot 10^{-6}$ и

(3.80) $\dfrac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds} = -5 \cdot 3774 \cdot s^4 + 4 \cdot 760{,}3 \cdot s^3 - 3 \cdot 40{,}22 \cdot s^2 - 2 \cdot 0{,}5577 \cdot s + 0{,}07708$.

След заместване с пресметнатите по (3.65) стойности на s_i в уравнения (3.77) и (3.79) се получават стойностите на $\hat{A}_i \cdot \sin\hat{\beta}_i$ за двете помпи. По същия начин с помощта на уравнения (3.78) и (3.80) се получават стойностите на $\frac{d\left(\hat{A}_i \cdot \sin\hat{\beta}_i\right)}{ds}$. След почленно деление на елементите на вектора $\left[\frac{d\left(\hat{A}_i \cdot \sin\hat{\beta}_i\right)}{ds}\right]$ с тези на $\left[\hat{A}_i \cdot \sin\hat{\beta}_i\right]$ се получават стойностите на $\left[\frac{1}{\hat{A}_i \cdot \sin\hat{\beta}_i} \cdot \frac{d\left(\hat{A}_i \cdot \sin\hat{\beta}_i\right)}{ds}\right]$. Дискретната функция $\frac{1}{\hat{A}_i \cdot \sin\hat{\beta}_i} \cdot \frac{d\left(\hat{A}_i \cdot \sin\hat{\beta}_i\right)}{ds} = f(s_i)$ се апроксимира в средата на MATLAB с аналитичната функция $A_s = f(s)$ (***фиг. 3.5***), която за двете помпи има общия вид:

(3.81) $A_s = \sum_{i=1}^{5}\left[a_i \cdot (\sin b_i + c_i)\right]$.



Фиг. 3.5 Зависимост на функцията A_s от s за двете изследвани помпи

За помпа 6E20:

(3.82)

$$A_s = 293{,}8 \cdot (\sin 35{,}5 + 4{,}234) + 303{,}9 \cdot (\sin 31{,}64 + 1{,}302) +$$
$$+ 4{,}16 \cdot \sin(97{,}9 + 5{,}376) + 0{,}07029 \cdot (\sin 217{,}7 + 3{,}118) + 0{,}02321 \cdot (\sin 300{,}9 + 2{,}909),$$

$R^2 = 0{,}9999$, $\sigma = 0{,}1197$.

За помпа 6E32:

(3.83) $$A_s = 57{,}35 \cdot (\sin 83 + 2{,}105) + 139{,}9 \cdot (\sin 10{,}37 + 2{,}642) + \\ + 33{,}72 \cdot \sin(105 + 4{,}361) + 1{,}767 \cdot (\sin 219{,}1 + 2{,}561) + 0{,}94 \cdot (\sin 297{,}9 + 2{,}407),$$

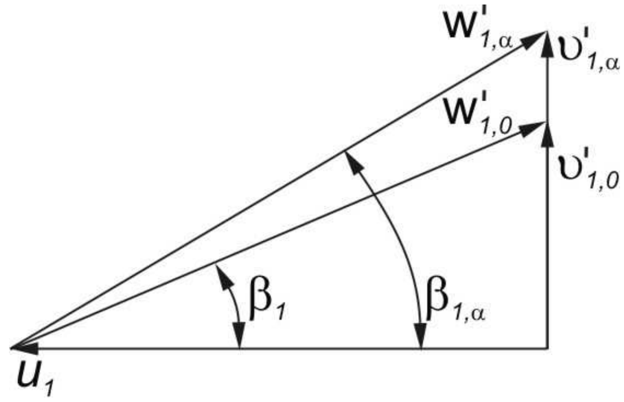
$R^2 = 0{,}9985$, $\sigma = 0{,}9757$.

3.6. Резултати от численото решение на уравненията на модела

След решаване на диференциално-алгебричната система (3.54) се получават стойности за разпределението на обемната концентрация α, скоростите на газовата w'' и течната w' фази, както и за налягането p и плътността на въздуха по дължина на токовата линия s. Численият експеримент е проведен за двете изследвани помпи при работа с номинален дебит на течната фаза и стойности на обемната концентрация в началото на координатата s $\alpha_1 = 0{,}02; 0{,}03; 0{,}04$ и $0{,}05$. Началните условия, необходими за решаване на системата са получени въз основа на базата от данни, получена при експерименталното изследване на двете помпи.

Налягането p_1, измерено при входа на работното колело запазва постоянна стойност при различни стойности на обемната концентрация $\alpha \le 0{,}05$. От тук следва, че плътността на газовата фаза ρ_1'' в тази точка също ще остава постоянна. Моделът предполага, че в началната точка на координатата s няма приплъзване между фазите, т.е. $w' = w''$. От предпоставката относителните скорости да са допирателни към s във всяка една точка от входа до изхода на работното колело и при липса на предварително завъртане на течението (радиален вход) следва, че:

(3.84) $$w_1' = w_1'' = \frac{u_1}{\cos\beta_1}.$$



Фиг. 3.6 Скоростен триъгълник при входа на работното колело

С така пресметнатите стойности на относителните скорости се замества в системата диференциални уравнения при $\alpha_1 = (0..0{,}05)$. Това води до известна грешка при пресмятане на напора на помпата, тъй като с увеличаване на α_1, относителната скорост при входа на работното колело се увеличава по зависимостта (***фиг. 3.6***):

(3.85) $$w'_{1,\alpha} = \sqrt{\left(\frac{w'_{1,0} \cdot \sin\beta_1}{1-\alpha}\right) + u_1^2},$$

където $w'_{1,\alpha}$ е относителната скорост при обемна концентрация $\alpha_1 \neq 0$. Това увеличаване обаче е незначително и според изчисления по формула (3.85) при $\alpha_1 = 0{,}05$ скоростта $w'_{1,\alpha}$ се увеличава с 1%, а теоретичният напор на помпата - с 0,1%.

Началните условия, при които е проведен численият експеримент за двете изследвани помпи са дадени по-долу.

За помпа 6Е20:

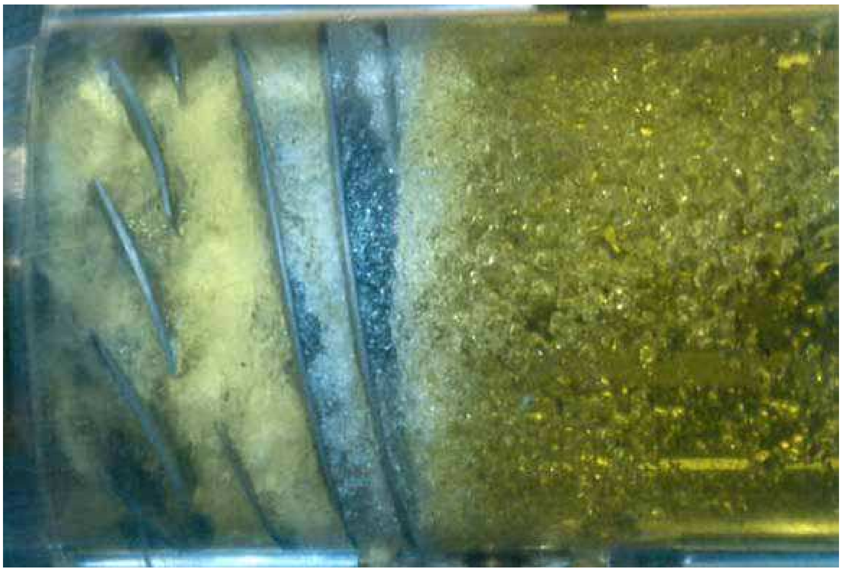
- относителни скорости в началото на координата s $w'_1 = w''_1 = 10{,}52\ m/s$ (по формула (3.84);
- абсолютно статично налягане на двуфазната смес $p_1 = 100112\ Pa$ (от опитни данни);
- плътност на газовата фаза $\rho_1 = 1{,}17\ kg/m^3$ (от опитни данни).

За помпа 6Е32:

- относителни скорости в началото на координата s $w_1' = w_1'' = 9{,}45\ m/s$ (по формула (3.84);
- абсолютно статично налягане на двуфазната смес $p_1 = 111779\ Pa$ (от опитни данни);

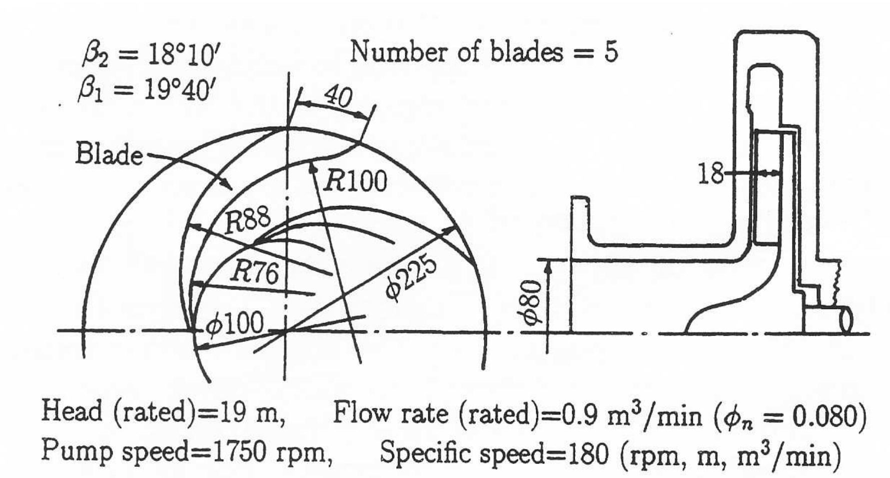
плътност на газовата фаза $\rho_1 = 1{,}2\ kg/m^3$ (от опитни данни).

По-долу са представени резултати от числените решения за двете помпи. Те са получени след използване на формула (3.24) за определяне на коефициента на хидродинамично съпротивление C_D. За определяне на числото на Рейнолдс Re_b е необходимо да се зададе начална стойност на радиуса на газовия мехур $R_{b,1}$. Опитното му определяне е много трудна задача, тъй като той не зависи от радиуса на частицата в смукателния тръбопровод на помпата (фиг. 3.7).



Фиг. 3.7 Движение на водо-въздушна смес в работното пространство на осова помпа

Според [43] и [72] решаващи за радиуса на мехура са напреженията на срязване, които възникват при съприкосновението му с входящия ръб на лопатката на работното колело. Minemura и Murakami (1978) са извели зависимост на базата на опитни данни за определяне на $R_{b,1}$, която за съжаление не присъства в достъпната литература. Според авторите на [43] и [72] радиусът на мехура зависи от произведението $u_1^2 \cdot b_1$, което е определящо за срязващите напрежения при входящия ръб на лопатката. В работите си [74;75;76;77;78] Minemura et al. изследват работата на помпа с двуфазна смес от вода и въздух, която има геометрия показана на ***фиг. 3.8***.



Фиг. 3.8 Геометрия на работното колело, изследвано от Minemura et al.

Във всички изследвания те приемат начална стойност за радиуса на мехура $R_{b,1} = 0{,}15\ mm$. От ***фиг. 3.8*** може да се пресметне, че произведението $u_1^2 \cdot b_1 = 1{,}511\, m^3/s^2$. За изследваните в настоящата работа помпи това отношение е: за помпа 6Е20 - $u_1^2 \cdot b_1 = 0{,}909\ m^3/s^2$, за помпа 6Е32 - $u_1^2 \cdot b_1 = 0{,}905\ m^3/s^2$. От експерименталните зависимости предложени в [43] и [72] за помпа 6Е20 се получава $R_{b1} = 0{,}0525\ mm$, за помпа 6Е32 - $R_{b1} = 0{,}0455\ mm$. За да се провери до каква степен началният радиус на мехура оказва влияние върху резултатите от решението, са проведени изчисления и с $R_{b1} = 0{,}15\ mm$, резултатите от които са показани по-долу.

Радиусът на мехура в междулопатъчния канал на работното колело, при адиабатен закон за изменение на газовата фаза се определя по формулата:

(3.86) $R_b = R_{b,1} \cdot \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{3\cdot k}}$,

където $k = 1{,}4$ е показател на адиабатата.

Коефициентът на присъединена маса е приет $C_V = 0{,}5$.

Членът, отчитащ загубите на налягане от триене в каналите на работното колело е определен по зависимост - $\frac{dp_f}{ds} = R_f \cdot \frac{dp_{f,0}}{ds}$. За коефициента R_f е използвана получената от Minemura зависимост за двуфазно течение във въртящ се канал (3.16). Градиентът $\frac{dp_{f,0}}{ds}$, при работа на помпата с чиста вода е определен по зависимостта:

(3.87) $\frac{dp_{f,0}}{ds} = \frac{\Delta p_{f,0}}{\Delta s}$,

където:

$\Delta p_{f,0}$ са загубите на налягане в работното колело, получени опитно при работа на помпата с чиста вода;

Δs е дължината на лопатката.

Резултатите от численото решение на модела за двете изследвани помпи са показани графично на фиг. 3.9, фиг. 3.10, фиг. 3.11, фиг. 3.12, фиг. 3.13 и фиг. 3.14. Величините са в безразмерен вид и са във функция от безразмерния радиус на работното колело ε, определен по формулата:

(3.88) $\varepsilon = \frac{r - r_1}{r_2 - r_1}$.

Коефициентът на повишаване на налягането $\Delta\Psi_r$ в работното колело се определя по израза:

(3.89) $\Delta\Psi_r = \frac{p - p_1}{\rho' \cdot u_2^2}$.

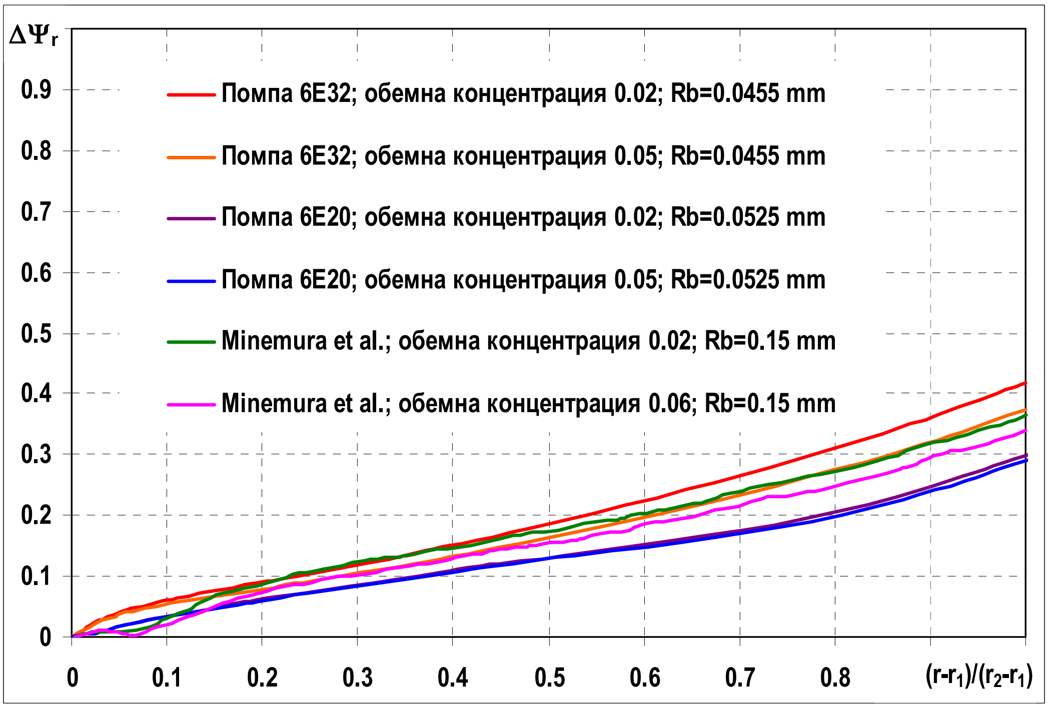
На фигурите са показани и резултати, получени от Minemura et al., за помпата с показаната на фиг. 3.8 геометрия, публикувани в [75]. На фиг. 3.9, фиг. 3.11 и фиг. 3.13 са показани резултати от числения експеримент, които са получени след заместване в уравненията на модела с начален радиус на мехура, пресметнат съгласно зависимостта, публикувана в [43] и [72].

Резултатите, показани на фиг. 3.10, фиг. 3.12 и фиг. 3.14 са получени след заместване в уравненията на модела с $R_{b1} = 0.15\ mm$ и за двете изследване помпи.

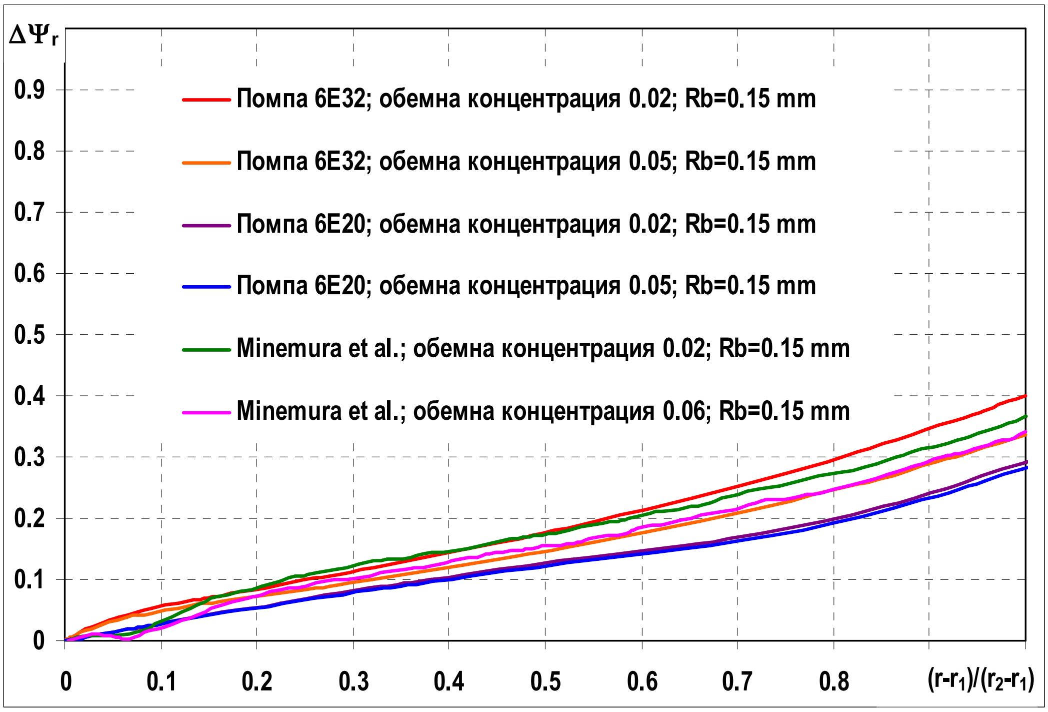
От получените криви не може да се съди директно за влиянието на обемната концентрация α_1 върху показателите на помпите с двуфазна водо-въздушна смес, преди да се определи напорът на работното колело H_{imp} (коефициента на напора $\Delta\Psi_{imp}$). Това става след допълнителна обработка на резултатите, описана в следващата точка от настоящата работа.

Анализът на графичните зависимости позволява да се направи предварителна сравнителна оценка на поведението на двете помпи при работа с водо-въздушна смес.

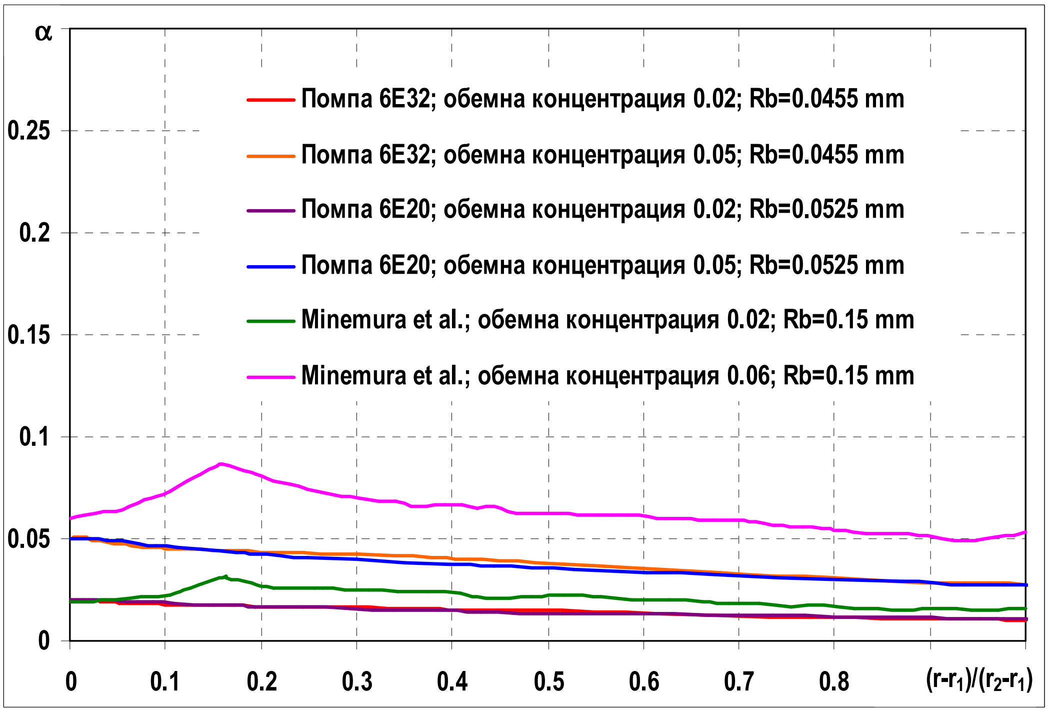
Кривите на фиг. 3.9 и фиг. 3.10 показват монотонно нарастване на коефициента на налягането в зависимост от безразмерния радиус на работното колело за двете изследвани помпи. Много близки по характер са същите зависимости, получени от Minemura et al., които също са показани на фигурите. Вижда се също, че първоначалният радиус на газовия мехур на оказва съществено влияние върху разпределението на налягането в радиално направление при изследваните помпи.



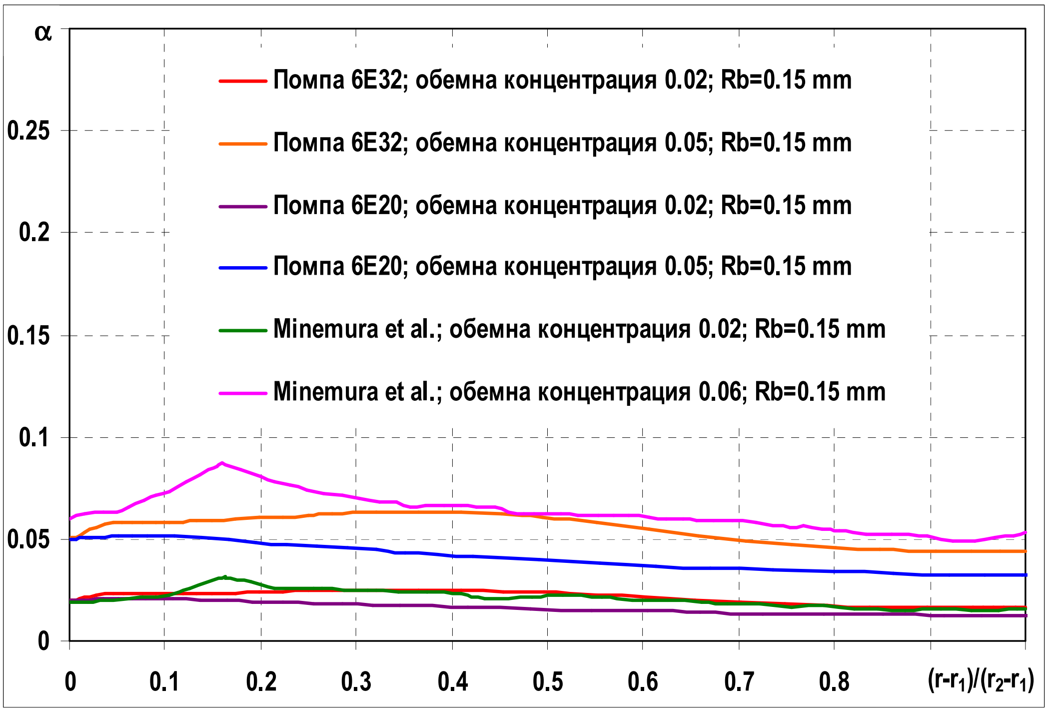
Фиг. 3.9 Зависимост на коефициента на повишаване на налягането от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа за двете изследвани помпи и различен начален радиус на газовия мехур



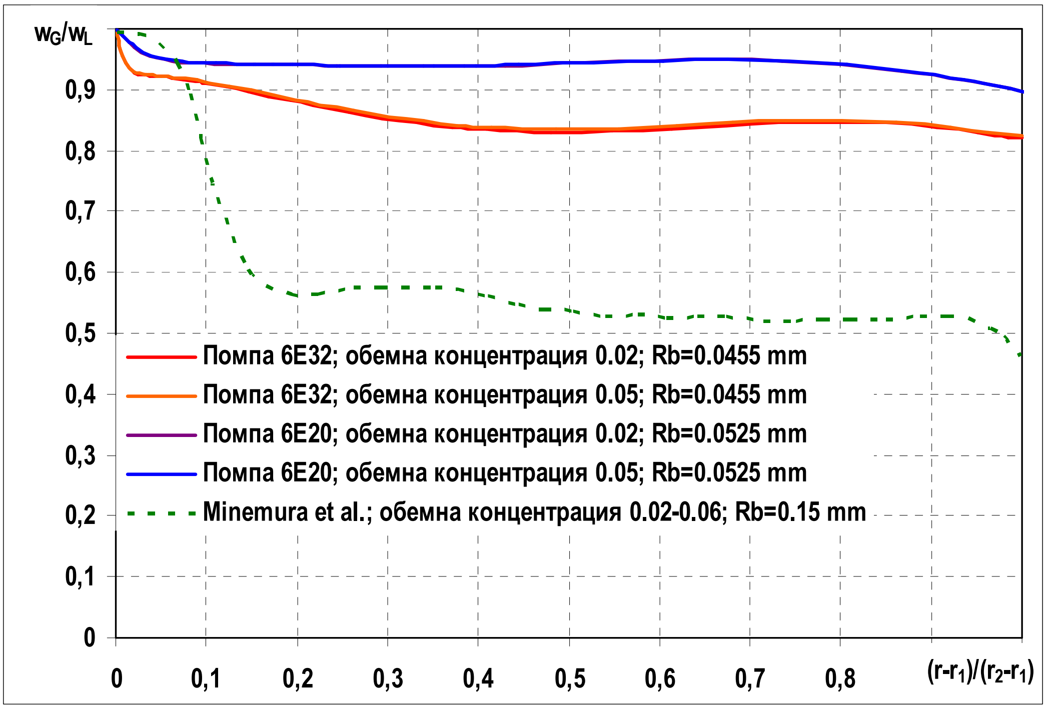
Фиг. 3.10 Зависимост на коефициента на повишаване на налягането от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа за двете изследвани помпи и еднакъв начален радиус на газовия мехур



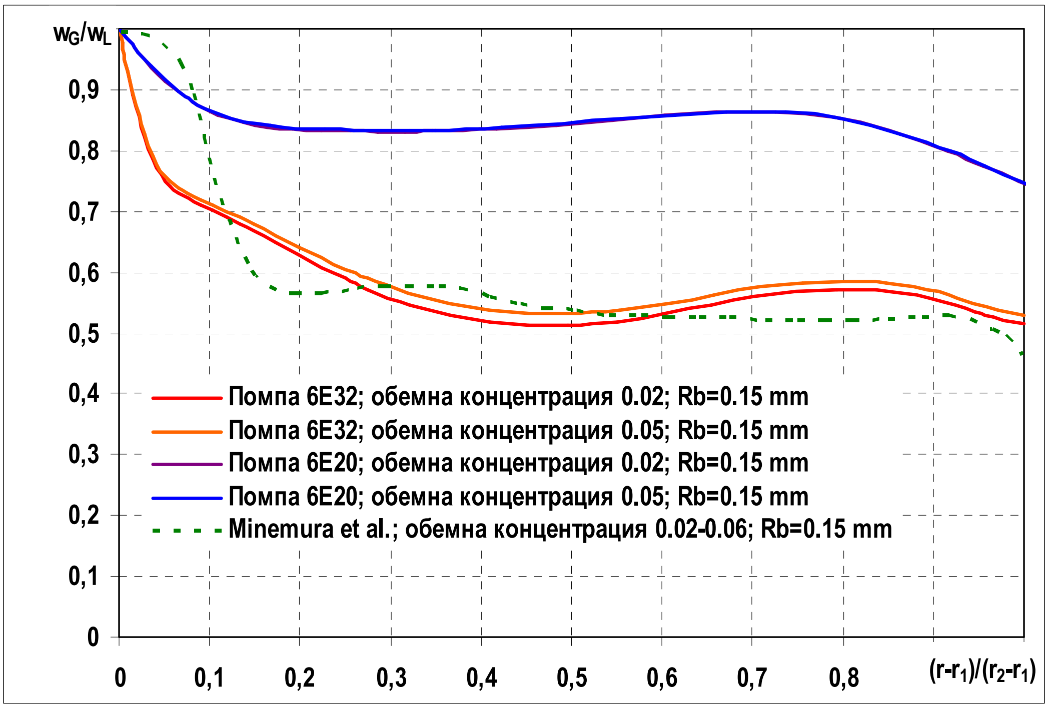
Фиг. 3.11 Зависимост на обемната концентрация от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа за двете изследвани помпи и различен начален радиус на газовия мехур



Фиг. 3.12 Зависимост на обемната концентрация от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа за двете изследвани помпи и еднакъв начален радиус на газовия мехур



Фиг. 3.13 Зависимост на отношението w_G/w_L от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа за двете изследвани помпи и различен начален радиус на газовия мехур



Фиг. 3.14 Зависимост на отношението w_G/w_L от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа за двете изследвани помпи и еднакъв начален радиус на газовия мехур

Същото може да се отбележи и за влиянието на обемната концентрация на газовата фаза при входа на работното колело.

Обемната концентрация на газовата намалява към изхода на работното колело при двете изследвани помпи, което се дължи на намаляване на обема на мехурите с увеличаване на налягането. От фиг. 3.11 се вижда, че кривите $\alpha = f(\varepsilon)$, за помпи 6Е20 и 6Е32, получени при начален радиус на мехура съответно $R_{b1} = 0.0525\ mm$ и $R_{b1} = 0.0455\ mm$ съвпадат. при различни стойности на обемната концентрация при входа α_1. Това не е така при първоначален радиус на мехура $R_{b1} = 0.15\ mm$, както личи от фиг. 3.12. На фигурата се вижда, че кривата $\alpha = f(\varepsilon)$ при $\alpha_1 = 0.05$ за помпа 6Е32 има максимум при $\varepsilon = 0.4$. Подобен характер се наблюдава при кривите $\alpha = f(\varepsilon)$, получени за изследваната от Minemura et al. помпа, като максимумът на функцията $\alpha = f(\varepsilon)$ при тази помпа е при $\varepsilon = 0.15$. Кривата $\alpha = f(\varepsilon)$, получена за помпа 6Е20 при $\alpha_1 = 0.05$ има монотонно намалявщ характер.

Най-силно влияние има началната стойност на газовия мехур върху зависимостите $\frac{w_G}{w_L} = f(\varepsilon)$, както личи от фиг. 3.13 и фиг. 3.14. При използване на по-малките стойности за R_{b1}, кривите $\frac{w_G}{w_L} = f(\varepsilon)$ запазват висока стойност от 0.95 при помпа 6Е20 и 0.85 при помпа 6Е32. При използване на $R_{b1} = 0.15\ mm$ се вижда, че приплъзването между фазите нараства значително, особено при помпа 6Е32. От показаните на фиг. 3.14 криви се вижда добро съвпадение на резултатите, получени от Minemura et al. с тези, получени за помпа 6Е32.

3.7. Загуби на енергия в работното колело на центробежна помпа при работа с двуфазна смес от вода и въздух

3.7.1. Хидравлични загуби в каналите на работното колело

Загубите на напор в каналите на работното колело са сума от загубите от триене в каналите h_f и загубите от удар h_{sh} при входящия ръб на лопатката при режими, различни от номиналния.

Загубите от триене h_f се определят по израза:

(3.90) $$h_f = \frac{\Delta p_f}{\rho \cdot g},$$

където:

ρ е плътността на двуфазната смес, определена по една от формулите (2.11), (2.12), (2.13) или (2.14);

$\Delta p_f = R_f \cdot \Delta p_{f,0}$ са загубите на налягане от триене в каналите на работното колело, чието определяне бе изяснено в т. 3.6.

Загубите на напор от удар са:

(3.91) $$h_{sh} = \frac{\Delta p_{sh}}{\rho \cdot g}.$$

Според [75] загубите на налягане от удар Δp_{sh} при входящия ръб на лопатката се определят по израза:

(3.92) $$\Delta p_{sh} = \frac{1}{2} \cdot R_f \cdot \zeta_{sh} \cdot \rho' \cdot (\phi_n - \phi)^2 \cdot \left[u_1^2 + \left(\frac{u_2}{1+p_p} \cdot \frac{r_2}{r_4} \right) \right],$$

където:

ζ_{sh} е коефициент на местно съпротивление от удар при работа на помпата с чиста вода;

$\phi = \frac{Q'}{A_2} = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$ - коефициент на дебита на помпата при работа с чиста вода и произволен дебит на водата Q';

ϕ_n - коефициент на дебита на помпата при номинален дебит на водата;

r_4 - радиус на езика на спиралното тяло;

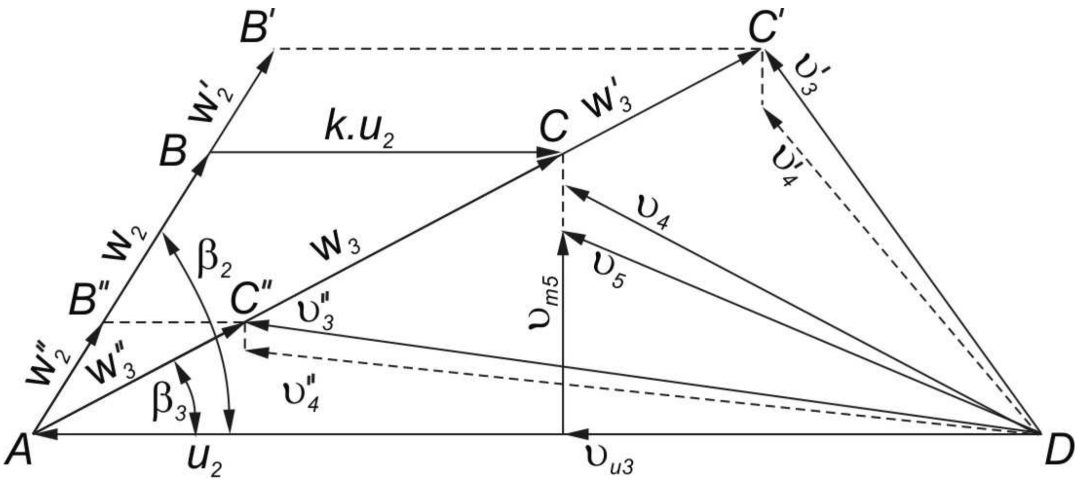
p_p - коефициент на циркулация на Пфлайдерер, отчитащ влиянието на крайния брой на лопатките върху напора на помпата; Според [31], за помпи с изцяло радиални лопатки p_p се пресмята по формулата на Пфлайдерер:

(3.93) $$p_p = 2 \cdot \frac{\psi'}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}.$$

Тук z е броят на лопатките на работното колео, а коефициентът $\psi' = (0,55..0,68) + 0,6 \cdot \sin\beta_2$.

3.7.2. Загуби на напор h_{slip} следствие на влиянието на осовия вихър

Непосредствено преди изхода на работното колело (точка 2) без отчитане на влиянието на осовия вихър, течната и газовата фаза имат относителни скорости w_2' и w_2''. Според една от предпоставките на теоретичния модел двете скорости имат общо направление и сключват ъгъл β_2 с направлението на преносната скорост u_2. Непосредствено преди изхода на работното колело (точка 3) след отчитане на влиянието на осовия вихър заради крайния брой на лопатките, относителните скорости на фазите нарастват до w_3' и w_3'' и общото им направление сключва ъгъл β_3 с направлението на u_2 (фиг. 3.15)



Фиг. 3.15 Скоростен триъгълник при изхода на работното колело и работа на помпата двуфазна смес

За отчитане на влиянието на осовия вихър се използва коефициентът k (slip factor), определен по експерименталната формула на Wiesner [56;75]:

(3.94) $$k = \frac{\sqrt{\sin\beta_2}}{z^{0,7}}.$$

Както се вижда от фиг. 3.15, разликата между преносните компоненти на относителните скорости е равна на произведението $k \cdot u_2$. Тъй, като осовият вихър не оказава влияние върху меридианната компонента на скоростта, т.е. тя остава непроменена, за ъгъл β_3 може да се запише:

(3.95) $$\beta_3 = \mathrm{arctg}\left(\frac{w_2 \cdot \sin\beta_2}{k \cdot u_2 + w_2 \cdot \cos\beta_2}\right),$$

където относителната скорост на двуфазната смес е $w_2 = \alpha_2 \cdot w_2'' + (1-\alpha_2)\cdot w_2'$.

При работа на помпата с чиста вода, връзката между енергиите на течността при безкраен и краен брой лопатки при изхода на работното колело е:

(3.96) $$\left(\frac{p_2}{\rho' \cdot g} + \frac{\upsilon_{2,0}'^2}{2 \cdot g}\right) - \frac{k \cdot u_2^2}{g} = \left(\frac{p_3}{\rho' \cdot g} + \frac{\upsilon_{3,0}'^2}{2 \cdot g}\right).$$

Имайки в предвид, че $\upsilon_{2,0}'^2 = w_{2,0}^2 - u_2^2 + 2 \cdot u_2 \cdot \upsilon_{u2,0}$, $\upsilon_{3,0}'^2 = w_{3,0}'^2 - u_2^2 + 2 \cdot u_2 \cdot \upsilon_{u3,0}$ и $\upsilon_{u2,0}' - \upsilon_{u3,0}' = k \cdot u_2$, за разликата в наляганията $(p_2 - p_3)$ може да се запише:

$$\frac{p_2 - p_3}{\rho' \cdot g} = \frac{w_3'^2 - w_2'^2}{2 \cdot g}, \quad (3.97)$$

от където се вижда, че тя се дължи за сметка на нарастване на относителната скорост от $w_{2,0}'$ до $w_{3,0}'$.

Аналогично се определят загубите на напор в следствие влиянието на осовия вихър при работа на помпата с двуфазна смес, според [75]:

$$\frac{p_2 - p_3}{\rho \cdot g} = \frac{x \cdot \Delta w''^2}{2 \cdot g} + \frac{(1 - x) \cdot \Delta w'^2}{2 \cdot g} = h_{slip}, \quad (3.98)$$

където:

$\Delta w''^2 = w_3''^2 - w_2''^2$;

$\Delta w'^2 = w_3'^2 - w_2'^2$;

$w_3 = \alpha_3 \cdot w_3'' + (1 - \alpha_3) \cdot w_3'$.

3.7.3. Загуби на напор h_{exp} в следствие на внезапното разширение на живото сечение на течението

Абсолютните скорости на газовата υ_3'' и на течната υ_3' фази непосредствено преди изхода на работното колело се различават по направление (фиг. 3.15). Непосредствено след изхода на работното колело, живото сечение на течението се увеличава заради крайната дебелина на лопатките, което води до промяна на тези скорости до υ_4'' и υ_4'. Техните стойности лесно могат да бъдат определени, като се има в предвид, че преносните им компоненти остават непроменени, а меридианните могат да бъдат пресметнати.

Внезапното разширение на сечението на течението води до промяна на налягането от p_3 до p_4. Като се вземе под внимание факта, че абсолютната скорост на двуфазната смес непосредствено преди изхода на работното колело υ_3 се определя като векторна сума на скоростите $\upsilon_{m3} = \alpha_3 \cdot \upsilon''_{m3} + (1-\alpha_3) \cdot \upsilon'_{m3}$ и $\upsilon_{u3} = x \cdot \upsilon''_{u3} + (1-x) \cdot \upsilon'_{u3}$, и загубите се определят по същия начин, както при внезапно разширение на тръба, то за разликата $(p_3 - p_4)$ може да се запише:

(3.99) $\dfrac{p_3 - p_4}{\rho_2 \cdot g} = R_f \cdot \zeta_{exp} \cdot \dfrac{\rho'}{\rho_2} \cdot \dfrac{\upsilon'^2_{3,0}}{2 \cdot g} = h_{exp}$,

където:

$\zeta_{exp} = \left[1 - \left(\dfrac{D_{h2}}{D_{h4}} \right)^2 \right]^2$ е коефициентът на местно съпротивление при внезапно разширение на течението;

D_{h2} и D_{h4} са хидравличните диаметри на напречното сечение на течението съответно непосредствено преди и след изхода на работното колело;

скоростта $\upsilon'_{3,0}$ се пресмята по формулата:

(3.100) $\upsilon'_{3,0} = \dfrac{Q'}{A_2 \cdot \sin\left[\mathrm{arctg}\left(\dfrac{\upsilon_{m3}}{\upsilon_{u3}} \right) \right]}$.

3.7.4. Загуби на напор h_{mix} в следствие на хомогенизиране на двуфазното течение

Ако след напускане на работното колело сместа е хомогенна, „хомогенната” ѝ абсолютната скорост υ_5 в точка 5 се пресмята като векторна сума от „хомогенната” меридианна скорост $\upsilon_{m5} = \dfrac{\dot{m}}{\rho_5 \cdot A_5}$ и преносната компонента υ_{u3}. Загубата на напор в следствие хомогенизиране на двуфазното течение се определя по израза:

(3.101) $\Delta h_{mix} = \dfrac{p_4 - p_5}{\rho_{tp2} \cdot g}$,

където p_5 е статичното налягане в двуфазната смес след хомогенизиране на течението.

3.8. Теоретично определяне на напора на работното колело при работа на центробежни помпи с двуфазна смес от вода и въздух

За да се провери опитно достоверността на приложения математичен модел е необходимо получените резултати да се обработят по подходящ начин до получаване на напора на работното колело H_{imp}. За базово уравнение при определяне на H_{imp} ще бъде използван изразът за теоретичния напор на помпата, изведен от Paullikkas (2.17). Известно е,че:

(3.102) $H_{imp} = H_{T_\infty} - h_{slip} - h_f - h_{sh} - h_{exp} - h_{mix}$,

където $H_{T\infty}$ е напорът на помпата при безкраен брой лопатки.

От (3.102) става ясно, че напорът на работното клело може да се представи като разлика между енергиите на двуфазното течение в точки 5 и 1:

(3.103)

$$H_{imp} = \frac{p_2}{\rho_2 \cdot g} - \frac{p_1}{\rho_1 \cdot g} + \frac{(1-x)\cdot\left(\upsilon_3'^2 - \upsilon_1'^2\right)}{2\cdot g} + \frac{x\cdot\left(\upsilon_3''^2 - \upsilon_1''^2\right)}{2\cdot g} + x\cdot\frac{k}{k-1}\cdot\frac{p_1}{\rho''\cdot g_1}\cdot\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] -$$

$$- h_f - h_{sh} - h_{exp} - h_{mix}$$

Тъй като в математичния модел загубите от триене в каналите на работното колело са отчетени в диференциално-алгебричната системата с члена $\frac{dp_f}{ds}$, то членът h_f би трябвало да отпадне от уравнение (3.103).

За определяне на загубите от удар h_{sh} и от внезапно разширение на изхода h_{exp} авторите на [75] предлагат изрази (3.92) и (3.99). Както стана ясно, тези загуби се определят след умножаване на съответните загубите при работа на помпата с чиста вода с коефициента R_f. Зависимостите в литературата за този коефициент, представени в т. 3.2.3 са получени на базата на опитни данни за движение на двуфазна смес в тръби или прав въртящ се канал с постоянно напречно сечение и отчитат единствено разликата в загубите от триене. Известно е, че загубите от удар и от внезапно разширение имат коренно различна физична същност.

При движение на двуфазното течение от вода и въздух в каналите на работното колело, протичат процеси, които не се поддават на математическо описание и не са отчетени в приложения математичен модел. Предпоставката за колинеарност на векторите на относителните скорости на течната w' и на газовата w'' фази на практика не може да се осъществи, както показват изследванията на редица автори, наблюдавали процесите в работното колело. Според изложеното в [46] и [56] огромно влияние за разделянето на фазите и поява на напречно на координатата s движение върху газовите мехури действа кориолисовата сила. В литературата нейното влияние се отчита с числото на Росби, което е отношение между центробежната и кориолисовата сила, действащи върху течната фаза:

(3.104) $$Ro = \frac{\omega^2 \cdot r}{2 \cdot \omega \times w} = \frac{\omega \cdot r}{2 \cdot w}.$$

Влиянието на тази сила при определени условия е такова, че предизвиква натрупване на газ по гърба на лопатката.

Градиентът на налягане в работното колело по посока към изхода му предизвиква натрупване на значително по-леките от течната фаза мехури при входа на работното колело. Този ефект, известен като ефект на плаваемост е подобен на ефекта от архимедовата сила действаща върху газови мехури в гравитационно силово поле.

Тези фактори оказват значително влияние върху кинематиката на течението в каналите на работното колело, което значително повишава загубите на енергия в него. При определена стойност на обемната концентрация на газовата фаза хомогенния характер на двуфазното течение се нарушава. Започва интензивно обединяване на мехури, което води до натрупване на огромни количества газ при входа на работното колело. В един момент това натрупване е такова, че предизвиква блокиране на междулопатъчните канали от газова “тапа” и помпата преустановява работата си (настъпва срив). Тази стойност на обемната концентрация, при която настъпва срив се нарича критична $\alpha_{1,cr}$.

Както стана ясно, изразите за определяне на коефициента R_f, предложени в достъпната литература не отчитат влиянието на изброените по-горе фактори.

Не на последно място върху поведението на помпата при работа с двуфазни смеси от течност и газ има геометрията на лопатката на работното колело. Според Gulich [56].дори помпи с вднаква специфична честота на въртене n_s имат коренно различно поведение при различна геометрия на междулопатъчния канал на работното колело

Изброените по-горе факти са причина в настоящата работа да се потърси различен подход за определяне на влиянието на обемната концентрация на газовата фаза върху напора на работното колело на помпата. Този подход се състои в следното. Всички загуби, фигуриращи в уравнение (3.103) се обединяват под общото наименование загуби в работното колело h_{imp}:

(3.105) $h_{imp} = h_{sh} + h_f + h_{exp} + h_{mix} + h_{tp}$.

От уравнение (3.105) се вижда, че към изброените по-горе загуби е добавен членът h_{tp}. Това са допълнително въведени загуби на енергия в работното колело, дължащи се на факторите, които не са отчетени от модела (разделение на фазите, коалесценция на мехури, локални натрупвания на газ в работното колело).

Загубите h_{imp} се отчитат в теоретичния модел по следния начин. В уравнения (3.45) и (3.46) от диференциално алгебричната система членът $\frac{dp_f}{ds}$ е заменен с нововъведения $\frac{dp_{imp}}{ds}$, където:

(3.106) $\frac{dp_{imp}}{ds} = \frac{d(\rho \cdot g \cdot h_{imp})}{ds} = R_{imp} \cdot \frac{dp_{imp,0}}{ds} \approx R_{imp} \cdot \frac{\Delta p_{imp,0}}{\Delta s}$,

където: $\Delta p_{imp,0} = \rho' \cdot g \cdot h_{imp,0}$ са загубите на налягане в участъка от точка 1 (непосредствено преди входящия ръб на лопатката) до точка 5 (където става изравняване на скоростите на двете фази след изхода на работното колело) при работа на помпата с чиста вода. Тези загуби се определят опитно, чрез балансови изпитвания на помпите при работа с чиста вода.

$R_{imp} = f(\alpha_1)$ - неизвестна функция, чието опитно определяне става на базата на резултатите от баланса на енергията на помпите.

Тогава уравнение (3.103) се редуцира до:

(3.107)

$$H_{imp} = \frac{p_2}{\rho_2 \cdot g} - \frac{p_1}{\rho_1 \cdot g} + \frac{(1-x)\cdot\left(\upsilon_3'^2 - \upsilon_1'^2\right)}{2 \cdot g} + \frac{x \cdot \left(\upsilon_3''^2 - \upsilon_1''^2\right)}{2 \cdot g} + x \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho'' \cdot g_1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]$$

Налягането p_1 в (3.107) се взема от началните условия на модела. Налягането p_2 се получава в резултат на численото решаване на диференциално-алгебричната система уравнения на модела. Начинът на получаване на скоростите υ_1', υ_2', υ_1'' и υ_2'' е описан по-долу.

При радиално втичане на двуфазната смес при входа на работното колело, от скоростния триъгълник при входа (Фиг. 3.6) имаме:

(3.108) $\upsilon_1' = \sqrt{w_1'^2 - u_1^2}$

и

(3.109) $\upsilon_1'' = \sqrt{w_1''^2 - u_1^2}$.

От скоростните триъгълници при изхода на работното колело (Фиг. 3.15), за скоростите на двете фази в точка 3 след прилагане на косинусова теорема за тиъгълниците ADC' и ADC'' се получава:

(3.110) $\upsilon_3' = \sqrt{u_2^2 + w_3'^2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_3' \cdot \cos\beta_3}$

и

(3.111) $\upsilon_3'' = \sqrt{u_2^2 + w_3''^2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_3'' \cdot \cos\beta_3}$,

където ъгъл β_3 се определя по формула (3.95).

От скоростните триъгълници в точки 2 и 3 и от подобието на триъгълници ABC, $AB'C'$ и $AB''C''$ се вижда, че:

(3.112) $w_3' = w_2' \cdot \dfrac{w_3}{w_2}$

и

(3.113) $w_3'' = w_2'' \cdot \dfrac{w_3}{w_2}$.

Скоростта w_3 се определя след прилагане на синусовата теорема за триъгълник ABC:

(3.114) $w_3 = w_2 \cdot \frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_3}$.

4. Глава ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

4.1. Методика за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с вода

Стандартните изпитвания на центробежните помпи дават възможност да се построят графично зависимостите на напора, консумираната мощност и к.п.д. във функция от дебита при постоянна честота на въртене. Тези зависимости напълно удовлетворяват потребителя, но не дават на конструктора достатъчно информация за проверка правилността на неговите проектни предположения. В случай на лошо качество на помпата, ниска стойност на к.п.д. по данните от обичайното изпитване трудно може да се определи кое именно обуславя големите загуби, а повишаването на качествата на помпата изисква откриването на слабите й места, които най-силно влияят на нейния к.п.д.

Освен това за конструктора е важно на основание на експеримента при конструиране на помпата да определи тези величини и поправъчни коефициенти, които са нужни при проектирането. Това представлява интерес, тъй като много от данните в литературата, при тяхното прилагане не дават нужните резултати и помпата не работи в проектната точка. За това нормалните изпитвания на центробежните помпи се допълват така, че обработвайки резултатите от опитите конструктора да има възможност да раздели загубите на енергия на отделни части. Едновременно с това е възможно да се определят някои величини като например напора, създаден от работното колело, скоростния момент и да ги сравни с изчислителните.

В литературата е възможно да се открият достатъчно много материали, касаещи анализа на резултати от изпитване на помпи. По-голямата част от тези работи е посветена на влиянието на броя на лопатките на работното колело върху напора. При това някои видове загуби като дисковото триене например се определят аналитично.

Начало на балансовите изследвания поставя С.С. Руднев [32]. Той предлага методика за изпитване на едностъпални помпи при работа с вода, която е допълнена от Ломакин и Михайлов.

У нас в областта на балансовите изследвания на многостъпални центробежни помпи разработки имат Гужгулов [6;7], Русев [6;7;27;35] и Чакъров [35].Обстойни изследвания в областта на обемните загуби и дисковото триене са извършени от Gulich [55;56] и Van Esch [96].

Реда на провеждане на изчисленията според тази методика е представен по-долу. Всички величини се отнасят за работа на помпата с чиста вода.

По получените при стандартно изпитване величини дебит Q, напор H и мощност P може да се предели както е известно к.п.д. на помпата:

(4.1) $$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000 \cdot P}, \mathrm{kW}$$

както и полезната мощност:

(4.2) $$P_П = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000}, \mathrm{kW}.$$

Разликата между мощностите $P - P_п$ представлява сума от различните видове загуби на мощност в помпата. Както е известно те се делят на три части:

- Механични загуби на мощност $\Delta P_М$, които са сума от загубите от триене в лагерите и уплътненията (външни механични загуби) и от дисково триене (вътрешни механични загуби).

- Загуби на мощност от протечки през уплътненията на работното колело или обемни загуби - ΔP_Q.
- Хидравлични загуби на мощност в работното колело, в подвеждащите и отвеждащите елементи - ΔP_H.

За експерименталното определяне на първите два вида загуби може да се проведе специален опит, при който работното колело се запълва с восък. Помпата се привежда в движение и с помощта на спомагателна помпа се създава налягане с различни стойности в корпуса й. По този начин могат да се определят общите механични загуби в помпата ΔP_M и да се измери протечката през предното уплътнение на работното колело ΔQ. С помощта на получените опитни данни се построява зависимостта на пада на напор в уплътнителната хлабина на помпата от големината на протечката през нея $\Delta H_{УПЛ} = f(\Delta Q)$, която се използва по-нататък при съставяне баланса на помпата. Ако е необходимо, задвижвайки помпата без вода, могат да се определят загубите в лагерите и в уплътненията $\Delta P_{УПЛ}$.

Общите хидравлични загуби на мощност ΔP_H се определят по израза:

(4.3) $P_H = P - \Delta P_M$,

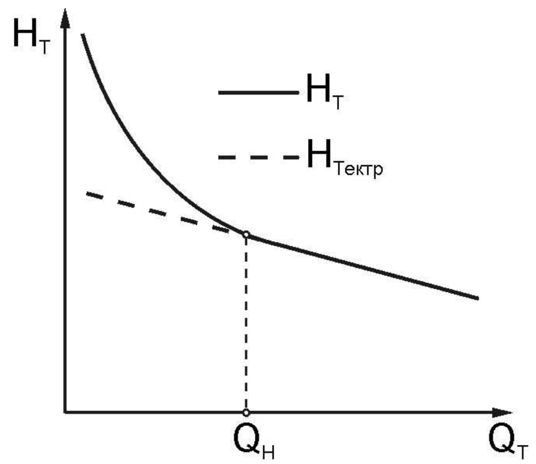
където P е мощността на помпата, получена при нейното стандартно изпитване.

Теоретичният напор, съобщен от работното колело на водата се пресмята по израза:

(4.4) $H_T = \dfrac{P_H}{\rho \cdot g \cdot (Q + \Delta Q)} = \dfrac{P_H}{\rho \cdot g \cdot Q_T}$,

където $Q_T = Q + \Delta Q$ е теоретичният дебит на помпата.

Получените данни позволяват да се построи графично зависимостта на H_T от Q_T и да се състави баланс на мощността P, подведена към помпата. Построяването на кривата $H_T = f(Q + \Delta Q)$ показва следната картина (фиг. 4.1): кривата започва от някакъв дебит по-малък от номиналния и от страната на големите дебити е достатъчно близка до права. При малките дебити започва отклонение нагоре от правата, при което H_T, определен по формула (4.4), достига при малки дебити до съвършено несъразмерна стойност, превишаваща няколко пъти стойностите, получени чрез екстраполация на правата.



Фиг. 4.1 Зависимост на теоретичния напор на помпата от теоретичния дебит

Такава картина се наблюдава и при други помпи при подобни изпитвания. Обяснение на получения резултат следва да се търси във величината P_H, стояща в числителя на формула (4.4), тъй като дебитът, стоящ в знаменателя се определя с достатъчна точност. Наблюдаваната картина на отклонение на линията H_T от права, дава право да се правят предположения за поява при малки дебити на спирачен момент, увеличаващ стойността на мощността P_H. Очевидно при малки дебити възникват обратни течения при изхода на работното колело и създават същия спирачен ефект какъвто е при спирачката на Фруд. При големи дебити обратни токове не се наблюдават и спирачния момент отсъства.

За да се оцени стойността на спирачната мощност се разсъждава по следния начин.

В случая на работно колело с безкраен брой лопатки, както е известно, скоростния момент създаван от работното колело се изменя линейно в зависимост от дебита. В случая на радиален вход напора се определя по известната формула:

$$(4.5)\quad H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g}\left(1 - \frac{\upsilon_{2m}}{u_2 \cdot tg\beta_2}\right)$$

За момента на скоростта се получава:

$$(4.6)\quad \left(r \cdot \upsilon_{u2}\right)_\infty = r_2 \cdot \left(u_2 - \frac{\upsilon_{2m}}{tg\beta_2}\right),$$

т.е. също уравнение на права при променлива υ_{2m}. Очевидно, че върху величината $\left(r \cdot \upsilon_u\right)_\infty$ не оказва никакво влияние наличието или отсъствието на окръжна компонента при входа.

В случая на колело с краен брой лопатки може да се докаже, че при условия на входа без окръжна компонента закона за изменение на момента на скоростта $\left(r \cdot \upsilon_u\right)_2$ след колелото в зависимост от дебита е линеен. Може да направи опростяващо предположение, че влиянието на наличие или отсъствие на окръжна компонента при входа върху скоростния момент е малко и може да се пренебрегне. Изразява се величината $\left(r \cdot \upsilon_u\right)_2$ на изхода (или $\frac{\left(r \cdot \upsilon_u\right)_2}{g}$, което е едно и също) използвайки уравнението на Ойлер. Трябва да се има в предвид, че при входа на колелото част от течността – идваща от тръбопровода няма окръжна компонента, а друга част - идващата от хлабината протечка ΔQ има окръжна компонента, равна на половината от окръжната скорост при радиуса на хлабината. Означавайки тази окръжна скорост с u_0, може да се запише уравнението на Ойлер във вида:

(4.7) $$H_T = \frac{(u \cdot \upsilon_u)_2}{g} - \frac{\Delta Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{u_0}{g} \cdot \frac{u_0}{2} = \frac{(u \cdot \upsilon_u)_2}{g} - \frac{\Delta Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{u_0^{\;2}}{2 \cdot g}.$$

С помощта на уравнение (4.7) може да се изчисли величината $\frac{(r \cdot \upsilon_u)_2}{g}$ и да се покаже, че тя е линейна функция на $(Q + \Delta Q)$ при дебити близки до номиналния. На основание на казаното по-горе се екстраполира правата в областта на малките дебити и се приемат за действителни получените от тази права стойности на $\frac{(r \cdot \upsilon_u)_2}{g}$. По уравнение (4.7) може да се изчислят съответните стойности на H_{Textr} и да се определи хидравличната мощност при малки дебити:

(4.8) $$P_H = \frac{(Q + \Delta Q) \cdot \rho \cdot g \cdot H_{Текстр}}{1000}.$$

Спирачната мощност се определя като разлика по израза:

(4.9) $P_{СП} = P - \Delta P_M - P_H$.

Очевидно за хидравличната мощност по уравнение (4.8) ще получим крива, спадаща до нула при $(Q + \Delta Q) = 0$. Влиянието на спирачната мощност се изразява в изкривяването на кривата на мощността на помпата при малки дебити и значителната стойност на мощността на празен ход. Особен интерес представлява изясняването на влиянието на геометричните размери на помпата върху тази мощност, която има големи стойности при високи скорости. Както е известно мощността на празен ход може да достигне мощността в номиналната работна точка и даже да я превиши както е при осовите помпи.

След определяне на спирачната мощност е възможно да се състави пълния баланс на мощността, подведена към вала на помпата. Тази мощност се разпределя по следния начин:

Мощност $\Delta P_{УПЛ}$, изразходвана за работа на силите на триене в лагерите и уплътненията на помпата. В случая на отсъствие на диск за уравновесяване на осовата сила, тази мощност е пропорционална на първата степен на честотата на въртене и може да се определи при работа на помпата без вода.

Мощността $\Delta P_{ДТ}$ от дисково триене е приблизително пропорционална на третата степен на честотата на въртене и се определя при въртене на работно колело, запълнено с восък.

Спирачна мощност $P_{СП}$, изразходвана вследствие на образуването на вихрови токове, свързващи работното колело с останалите елементи на помпата. Тези вихрови токове се получават в резултат на обратните скорости, получаващи се при входящия и изходящия ръб на лопатката работното колело при малки дебити. Спирачната мощност се определя по уравнение (4.8), приемайки съгласно уравнение (4.8) определен закон за изменение на хидравличната мощност. Тя съществува само в областта на малките дебити. Останалата част от мощността се предава от работното колело на водата и се нарича хидравлична мощност P_H. Тя се разпределя на:

- Мощност ΔP_Q, изразходвана за обемни загуби. Тя се изчислява по уравнението:

$$(4.10)\quad \Delta P_Q = \frac{\Delta Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_T}{1000},$$

при което протечката ΔQ се определя опитно, а теоретичния напор се определя от уравнение (4.7), и при малки дебити трябва да се коригира. Това е загуба на мощност, която се определя от големината на енергията, отдадена от колелото на течността преминаваща през уплътнението.

- Мощност ΔP_H, изразходвана за преодоляване на хидравличните съпротивления в работното колело и отвеждащите елементи. Тази мощност може да бъде определена по уравнението:

(4.11) $$\Delta P_X = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (H_T - H)}{1000}.$$

Полезната мощност се пресмята по уравнение (4.2). Лесно може да се провери, че:

(4.12) $$\Delta P_Q + \Delta P_H + P_П = P_H,$$

при което хидравличната мощност P_H се изчислява по уравнение (4.8).

Обемният к.п.д. на помпата се пресмята по израза:

(4.13) $$\eta_Q = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{Q}{Q_T},$$

а хидравличният по:

(4.14) $$\eta_H = \frac{H}{H_T}.$$

Тук H_T е напорът, определен по (4.4), а при дебити, по-малки от номиналния – получен, чрез екстраполация на правата $H_T = f(Q_T)$.

Механичният к.п.д. се определя по израза:

(4.15) $$\eta_M = \frac{P - (\Delta P_{УПЛ} + \Delta P_{ДТ} + P_{СП})}{P} = \frac{P_H}{P}.$$

Пресметнат по този начин при малките дебити, механичният к.п.д се получава по-малък от пресмятания по формулата:

(4.16) $$\eta_M = \frac{P - \Delta P_M}{P},$$

тъй като към механичните загуби от триене се добавят и загубите от спирачната мощност.

Разликата $H_T - H$ представлява загуби на енергия в участъка между сеченията, в които се определя напорът H. Интерес представлява разпределението на тези загуби в отделните елементи на помпата. За тази цел е необходимо да се проведат специални експерименти за определяне на енергията на течността в определени сечения. Едно от тези сечения е сечението след изхода на работното колело (точка 5), където е възможно да се измери статичното налягане на водата. В това сечение е възможно да се определи меридианната скорост по израза:

(4.17) $$\upsilon_{m5} = \frac{Q_T}{\pi \cdot D_5 \cdot b_2},$$

където D_5 е диаметърът на окръжността, по която се измерва налягането.

За преносната компонента на абсолютната скорост υ_{u5} съгласно (4.7) и условието $r_2 \cdot \upsilon_{u2} = r_5 \cdot \upsilon_{u5} = const$, следва:

(4.18) $$\upsilon_{u5} = \frac{g \cdot H_T}{u_5} = \frac{g \cdot \left(H_T + \frac{\Delta Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{u_0^2}{2 \cdot g} \right)}{u_2 \cdot \frac{D_5}{D_2}}.$$

С помощта на така определените скорости υ_{m5} и υ_{u5} се определяя абсолютната скорост на течността непосредствено след изхода на работното колело (по окръжността, в която се измерва налягането):

(4.19) $$\upsilon_5 = \sqrt{\upsilon_{m5}^2 + \upsilon_{u5}^2}.$$

Загубите на напор в работното колело на помпата се определят по зависимостта:

(4.20) $$h_{imp} = H_T - H_P - \frac{\upsilon_5^2 - \upsilon_1^2}{2 \cdot g},$$

където потенциалния напор се определя с помощта на статичните налягания, измерени съответно при входа на помпата – p_1 и след изхода на работното колело - p_5 по израза:

(4.21) $$H_P = \frac{p_5 - p_1}{\rho \cdot g}.$$

След като се определят загубите в работното колело е възможно да се определи неговият к.п.д.:

(4.22) $$\eta_{imp}=\frac{H_T-h_{imp}}{H_T}=1-\frac{h_{imp}}{H_T}.$$

Загубите в спиралното тяло на помпата се определят, чрез уравнението на Бернули, приложено за течението между изхода на работното колело и изхода на спиралното тяло (изхода на помпата) [6;7]:

(4.23) $$h_{vol}=\frac{p_5-p_d}{\rho\cdot g}+\frac{\upsilon_5^2-\upsilon_d^2}{2\cdot g},$$

където:

p_d е статичното налягане, измерено при изхода на спиралното тяло (помпата);

υ_d е скоростта на водата в същото сечение, която се определя по известната формула:

(4.24) $$\upsilon_d=\frac{4\cdot Q}{\pi\cdot d_d^2},$$

където d_d е диаметърът на сечението при изхода на помпата.

За проверка на верността на изчисленията загубите на напор в спиралното тяло могат да се определят и по израза:

(4.25) $$\Delta h_{vol}=H_{imp}-H,$$

където напорът, съобщен от работното колело на водата е:

(4.26) $$H_K=H_P+\frac{\upsilon_5^2-\upsilon_1^2}{2\cdot g}.$$

К.п.д. на спиралното тяло може да се определи по формулата:

(4.27) $$\eta_{vol}=\frac{H}{H_{imp}}.$$

4.2. Методика на балансовите изследвания при работа на помпата с двуфазна смес от вода и въздух без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата

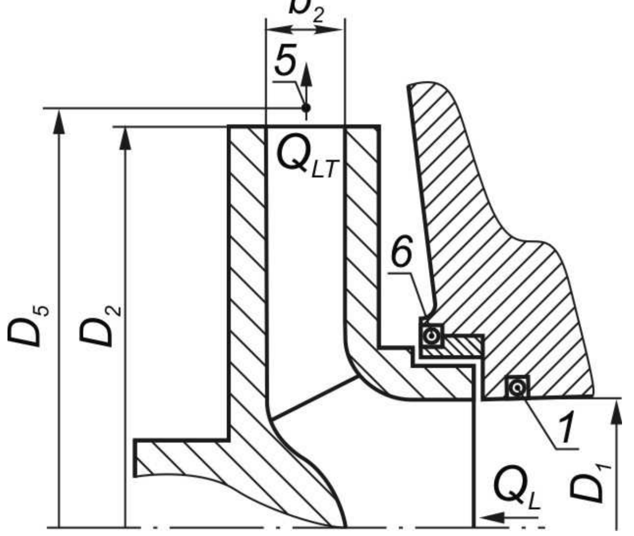
Методиката за балансовите изследвания на едностъпални центробежни помпи при работа с двуфазна смес от вода и въздух е съставена на базата на баланса на мощността помпите при работа с чиста вода, представен в т. 4.1. Основните величини, участващи в съставянето на мощностния баланс при работа с вода са заменени със съответстващите им такива при работа на помпата с двуфазна водовъздушна смес.

За извършване на енергетичните изпитвания е необходимо да се осигури възможност за плавна промяна на дебита както на течната, така и на газовата фаза. Дебитът на течната фаза се регулира от нула до стойности, превишаващи номиналния режим с повече от 40%. Необходимият режим на работа на помпата се постига чрез дроселиране с помощта на шибър с електрозадвижване, монтиран в нагнетателния тръбопровод. Отварянето на шибъра се установява по такъв начин, че да се получат равномерно разпределени 20-22 режима.

Дебитът на течната фаза Q' се измерва чрез турбинен дебитомер, включен към смукателния тръбопровод на помпата преди мястото за подаване на въздух. Дебитомерът е с константа $k = 7{,}07\,imp/dm^3$ и подаваните от него импулси се отчитат от регистриращо устройство CYCLOMETER CMD6-4.

Едновременно с измерването на дебита се определят мощността и честотата на въртене на вала на помпата. За целта се измерва моментът чрез балансиран електродвигател, а честотата на въртене на вала - с помощта на индуктивен преобразувател и свързано с него регистриращо устройство.

За определяне на напора на помпата, както и за съставяне на баланса на мощността съгласно предложената методика е необходимо да се измери статичното налягане в определени точки, показани на фиг. 4.2.



Фиг. 4.2. Позиции на точките за измерване на налягане

На фигурата не е показана точка d, която се намира на изхосящия фланец на помпата.

Обемният дебит на въздуха Q''_{rot} се измерва с ротаметър, след който са включени манометър и термометър. Налягането на въздуха в ротаметъра се определя по формулата:

(4.28) $p_{rot} = p_{atm} + p_{Mrot}, Pa$,

където:

p_{Mrot} е показанието на манометъра в Pa, включен след ротаметъра.

С помощта на налягането p_{rot} и температурата на въздуха T_{rot} след ротаметъра се определя плътността на въздуха в разглежданото сечение ρ''_{rot} и неговият масов дебит $\dot{m}''$, след приемането, че относителната влажност му влажност е $0\,\%$, тъй като преди редукционния клапан има монтиран влагоуловител.

Приема се, че въздухът променя състоянието си по закона

$\frac{p}{\rho''^{k}} = const$. Тогава, за плътността му в характерните точки на измерване (Фиг. 4.2) са в сила зависимостите:

(4.29) $\rho_1'' = \rho_{rot}'' \cdot \left(\frac{p_1}{p_{rot}}\right)^{\frac{1}{k}}, \frac{кg}{m^3}$.

(4.30) $\rho_5'' = \rho_{rot}'' \cdot \left(\frac{p_5}{p_{rot}}\right)^{\frac{1}{k}}, \frac{кg}{m^3}$.

(4.31) $\rho_d'' = \rho_{rot}'' \cdot \left(\frac{p_d}{p_{rot}}\right)^{\frac{1}{k}}, \frac{кg}{m^3}$.

Абсолютните налягания p_1, p_5, p_6 и p_d се определят, както следва:

Налягане p_1 се измерва в точка, която се намира непосредствено пред входа на работното колело. В зависимост от режима на работа на помпата то може да има стойности по-ниски или по-високи от p_{atm}. Стойността му в тези два случая се определя както следва:

При $p_1 < p_{atm}$:

(4.32) $p_1 = p_{atm} - p_{V1}, Pa$,

където: p_{V1}, Pa, е вакуумът, измерен с помощта на вакуумметър, включен в точка 1 (фиг. 4.2).

При $p_1 > p_{atm}$:

(4.33) $p_1 = p_{atm} + p_{M1} + \rho' \cdot g \cdot z_{M1}, Pa$,

където:

p_{M1}, Pa е манометричното налягане, измерено от манометър, включен към точка 1;

z_{M1} е вертикалното разстояние от оста на манометъра до оста на помпата, m.

Налягането p_6 се измерва в точка 6 (фиг. 4.2) и се определя по израза:

(4.34) $p_6 = p_{atm} + p_{M6} + \rho' \cdot g \cdot z_{M6}$, Pa,

където:

p_{M6} е показанието в Pa на манометъра, включен в точка 6;

z_{M6} е вертикалното разстояние от оста на манометъра до оста на помпата.

Абсолютното налягане, измерено в точка 5 p_5 се определя по израза:

(4.35) $p_5 = p_{atm} + p_{M5} + \rho' \cdot g \cdot z_{M5}$, Pa,

където:

p_{M5} е показанието на манометъра, включен в точка 5, в Pa;

z_{M5} е вертикалното разстояние от оста на манометъра до оста на помпата в m.

Абсолютното налягане p_d, измерено при нагнетателния фланец на помпата (точка d) и се определя по израза:

(4.36) $p_d = p_{atm} + p_{Md} + \rho' \cdot g \cdot z_{Md}$, Pa,

където:

p_{atm} е атмосферното налягане в Pa, измерено в помещението където се извършва изпитването на помпата;

p_{Md} е показанието на манометър, свързан към нагнетателния фланец на помпата, Pa;

z_{Md} е вертикалното разстояние от оста на манометъра до оста на помпата, m.

Обемният дебит на въздуха в същите точки се определя от уравнението за непрекъснатост:

(4.37) $Q_1'' = Q_{rot}'' \cdot \dfrac{\rho_{rot}''}{\rho_1''}$, l/s.

$$(4.38)\ Q''_5 = Q''_{rot} \cdot \frac{\rho''_{rot}}{\rho''_3},\ l/s.$$

$$(4.39)\ Q''_d = Q''_{rot} \cdot \frac{\rho''_{rot}}{\rho''_d},\ l/s.$$

При равни скорости на двете фази в разглежданите сечения и липса на масообмен между тях, обемната концентрация в разглежданите сечения се определя по формулите:

$$(4.40)\ \alpha_1 = \frac{Q''_1}{Q''_1 + Q'};\ \alpha_5 = \frac{Q''_5}{Q''_5 + Q'};\ \alpha_d = \frac{Q''_d}{Q''_d + Q'}.$$

При липса на масообмен между фазите, масовата концентрация на сместа x е постоянна величина при даден режим за всяка точка от проточната част на помпата и се пресмята по израза:

$$(4.41)\ x_1 = x_5 = x_d = x = \frac{\rho''_1 \cdot Q''_1}{\rho''_1 \cdot Q''_1 + \rho' \cdot Q'}.$$

Напора на помпата при работа с двуфазна смес се определя по формулата [75]:

$$(4.42)\ H = (1 - x) \cdot H' + x \cdot H'',$$

като напорите на течната H' и на газовата H'' фази се определят съответно по формули:

$$(4.43)\ H' = \frac{p_d - p_s}{\rho' \cdot g} + \frac{\upsilon'^2_d - \upsilon'^2_s}{2 \cdot g},$$

$$(4.44)\ H'' = \int_{p_s}^{p_d} \frac{dp}{\rho'' \cdot g} + \frac{\upsilon''^2_d - \upsilon''^2_s}{2 \cdot g}.$$

Сечението $s-s$ при входа на помпата в случая съвпада със сечението, в което се намира т. 1 (фиг. 4.2). Това означава, че от баланса на мощността са изключени загубите в подвеждащия елемент, в случая – смукателя. От тук следва, че величините с индекс "s" в уравнения (4.43) и (4.44) могат да бъдат заменени с тези, измерени в сечение $1-1$. Тогава изразите за напора на течната и газовата фаза добиват вида:

(4.45) $H' = \frac{p_d - p_1}{\rho' \cdot g} + \frac{\upsilon_d'^2 - \upsilon_1'^2}{2 \cdot g}$, mH_2O

и

(4.46) $H'' = \int_{p_1}^{p_d} \frac{dp}{\rho'' \cdot g} + \frac{\upsilon_d''^2 - \upsilon_1''^2}{2 \cdot g}$, mAir.

При адиабатно свиване на газа в проточната част на помпата, уравнение (4.46) приема вида:

(4.47) $H'' = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1'' \cdot g} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{\upsilon''^2 - \upsilon_1''^2}{2 \cdot g}$, mAir,

където: $T' = T''$ е температурата на водата, измерена в точка 1, като се предполага, че тя е равна на температурата на газовата фаза T''.

При отсъствие на приплъзване между двете фази в сечение 1–1, скоростите υ_1'' и υ_1' са равни помежду си и се определят по формулата:

(4.48) $\upsilon_1'' = \upsilon_1' = \frac{4 \cdot Q'}{(1 - \alpha_1) \cdot \pi \cdot D_1^2}$, m/s

Аналогично се определя и скоростта на двуфазната смес в сечение $d - d$:

(4.49) $\upsilon_d'' = \upsilon_d' = \upsilon_d = \frac{4 \cdot Q'}{(1 - \alpha_d) \cdot \pi \cdot d_d^2}$, m/s.

Полезната мощност на помпата се определя по предложената от Minemura в [75] формула:

(4.50) $P_{трП} = g \cdot \dot{m} \cdot H = g \cdot (\rho_1'' \cdot Q_1'' + \rho' \cdot Q') \cdot H \cdot 10^{-6}$, kW,

Мощността на помпата се определя както при работа с чиста вода:

(4.51) $P_{tp} = \frac{\pi \cdot n \cdot M \cdot g}{30000}$, kW,

където:

M е показанието на циферблатната везна в $kgf \cdot m$.

Коефициентът на полезно действие на помпата при работа с двуфазна смес от вода и въздух се пресмята по израза:

(4.52) $\eta = \dfrac{P_{трП}}{P_{тр}}$.

Механичните загуби на мощност се определят по същия начин, както при работа на помпата с вода:

(4.53) $\Delta P_{M} = \dfrac{\pi \cdot n \cdot M_{M} \cdot g}{30000}, kW$.

Хидравличната мощност, съобщена на двуфазната смес от работното колело се определя с израза:

(4.54) $P_{трН} = P_{тр} - \Delta P_{M}, kW$.

От друга страна тази мощност е произведение между теоретичния напор H_T и масовия дебит на двуфазната смес, която преминава през работното колело:

(4.55) $P_{трН} = \dfrac{g \cdot H_T \cdot \dot{m}_T}{1000000}, kW$,

където: $\dot{m}_T = \rho' \cdot Q'_T + \rho''_1 \cdot Q''_1$.

Тук теоретичният дебит на помпата се определя по израза:

$Q'_T = Q' + \Delta Q'$,

където:

$\Delta Q'$ е протечката през предното уплътнение на работното колело и се определя както при работа на помпата с чиста вода.

От уравнение (4.55) може да се изведе израз за теоретичния напор на помпата при работа с двуфазна смес от вода и въздух:

(4.56) $H_T = \dfrac{10^6 \cdot P_{трН}}{g \cdot \left(\rho' \cdot Q'_T + \rho''_1 \cdot Q''_1\right)}, mH_2O$.

С помощта на полученият теоретичен напор се пресмятат обемните загуби на мощност по формулата:

(4.57) $P_{tpQ} = \frac{\rho' \cdot g \cdot H_T \cdot \Delta Q'}{1000000}$, kW.

Частните коефициенти на полезно действие се пресмятат по формулите:

Механичен:

(4.58) $\eta_M = \frac{P_{tpH}}{P_{tp}}$.

Обемен:

(4.59) $\eta_Q = \frac{Q'}{Q'_T}$.

Хидравличен:

(4.60) $\eta_H = \frac{H}{H_T}$.

При работа на помпата с двуфазна смес от вода и въздух, загубите на напор между сечения $1-1$ и $5-5$, определени като загуби в работното колело h_{imp} включват в себе си загубите от удар h_{sh}, загубите от триене h_f, загубите от внезапно разширение на сечението на потока h_{exp} и загубите от хомогенизиране на сместа h_{mix}. Важно е да се отбележи, че загубите h_f не включват в себе си загубите от триене в спиралното тяло, както са дефинирани в модела на Minemura [75]. Дефинираните по този начин загуби h_{imp} се определят опитно по формулата:

(4.61) $h_{imp} = H_T - H_{imp} = H_T - \left(H_P + \frac{\upsilon_5^2 - \upsilon_1^2}{2 \cdot g} \right)$, mH_2O,

където:

H_{imp} е напорът, съобщен от работното колело на двуфазната смес;

H_P е потенциалният напор на работното колело при работа на помпата с двуфазна смес, който се определя по формулата:

(4.62) $H_P = x \cdot H_P'' + (1 - x) \cdot H_P'$,

където H_P'' и H_P' са съответно потенциалният напор на газовата и течната фаза. Те се определят по следните формули:

(4.63) $H_P'' = \dfrac{k}{k-1} \cdot \dfrac{p_1}{\rho_1'' \cdot g} \cdot \left[\left(\dfrac{p_5}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$, mAir и

(4.64) $H_P' = \dfrac{p_5 - p_1}{\rho' \cdot g}$, mH_2O.

При отсъствие на относителна скорост между фазите в точка 1, скоростта $\upsilon_1 = \upsilon_1'$.

Скоростта на двуфазната смес в точка 5 се определя като сума от преносната и меридианната компоненти на двуфазната смес:

(4.65) $\upsilon_5 = \sqrt{\upsilon_{m5}^2 + \upsilon_{u5}^2}$.

Меридианната компонента на скоростта се определя по формулата:

(4.66) $\upsilon_{m5} = \alpha_5 \cdot \upsilon_{m5}'' + (1 - \alpha_5) \cdot \upsilon_{m5}'$.

При отсъствие на приплъзване между фазите скоростта υ_{m5} се определя по израза:

(4.67) $\upsilon_{m5} = \dfrac{Q_5'' + Q_T'}{1000 \cdot \pi \cdot D_5 \cdot b_2}$, m/s.

Преносната компонента според се определя по формулата:

(4.68) $\upsilon_{u5} = x \cdot \upsilon_{u5}'' + (1 - x) \cdot \upsilon_{u5}'$.

Много често в литературата [66] стойността на масовото газосъдържание се приема за $x = 0$ заради много малката му стойност (от порядъка на 10^{-4}). Тогава за υ_{u5} може да се запише:

(4.69) $\upsilon_{u5} = \upsilon'_{u5} = \dfrac{g\left(H_T + \dfrac{\Delta Q'}{\Delta Q' + Q'} \cdot \dfrac{u_0^2}{2g}\right)}{u_2 \cdot \dfrac{D_5}{D_2}}$.

К.п.д. на работното колело при работа с двуфазна смес се определя по формулата:

(4.70) $\eta_{imp} = \dfrac{H_{imp}}{H_T} = 1 - \dfrac{h_{imp}}{H_T}$.

Загубите на напор в спиралното тяло се определят по уравнението:

(4.71) $h_{vol} = H_T - H - h_{imp}, mH_2O$.

4.3. Определяне на обемната концентрация α след отчитане на разтворимостта на въздуха във водата

При движение на вода в участъци с понижено налягане (по-ниско от атмосферното) се създават условия за отделяне на разтворения в нея въздух и увеличаване на обемната концентрация α на двуфазното течение. Обратно, при достигане на места с по-високо налягане, водата има възможност да разтвори още количества въздух, което също оказва влияние върху обемната концентрация на газовата фаза.

По-долу е предложен метод за определяне на количеството на отделеният от водата или разтворения в нея въздух в тези два случая, както и определяне на дебита на неразтворения въздух след отчитане на тези количества.

В общия случай разтвор се нарича хомогенна система, състояща се от две или повече химически чисти вещества. Разтворът се характеризира с равномерно разпределение на молекулите или атомите на всички съставляващи разтвора компоненти в целия му обем. Ако процесът на образуване на разтвора не е съпроводен от изменение на обема и топлинни ефекти, то такъв разтвор се нарича идеален.

Когато моларната концентрация на разтворителя n'_L е значително по-висока от тази на разтвореното вещество n'_G, разтвора може да се счита за идеален [26]:

(4.72) $n'_L = (2 \div 5) \cdot 10^3 \cdot n'_G$.

Повечетно течности, транспортирани от центробежни помпи представляват сами по себе си разтвори, в които разтворител се явяват течностите, а разтворените вещества са газове. Газовете могат да се разтворят в течността по време на нейното получаване, транспортиране или съхранение. Тъй като за повечето транспортирани от центробежни помпи течности е в сила условието (4.72), по-нататък ще считаме тези течности за идеални разтвори. За такива разтвори при равновесни условия моларната концентрация на i- тият разтворен в течността газ може да се определи по закона на Хенри:

(4.73) $n'_{Gi} = n''_{Gi} \cdot p \cdot \kappa = p_i \cdot \kappa$,

където:

параметрите с „прим" се отнасят за течната фаза (разтвореният във водата въздух), а със „секонд" – за газовата (неразтворен въздух);

p е абсолютното налягане в системата, Pa;

$\kappa = \kappa(p,T)$ - коефициент на Хенри за разтворимост на въздух във вода, $\frac{kmol}{kmol \cdot Pa} = Pa^{-1}$ [40] При налягания не по-високи от $(1{,}5 - 2{,}0)MPa$ може да се счита, че $\kappa = \kappa(T)$;

p_i е парциалното налягане на i- тият газ. При равновесни условия то е равно на налягането на насищане на течността с този газ p_{Hi} и се определя по формулата:

(4.74) $p_i = n''_{Gi} \cdot p$.

Според закона на Далтон:

(4.75) $p = p_{НП} + \sum p_i = p_{НП} + \overline{p}$,

където:

$p_{НП}$ е налягането на наситените пари на течността;

$\overline{p} = p - p_{НП}$ е сума от парциалните налягания на всички газове.

При насищане на течността само с един газ $p_i = \overline{p}$.

Количеството на разтворения във водата въздух при свободното й ниво в резервоара е определено след приемането, че разтворът в това сечение е наситен, т.е. водата е разтворила максимално възможното количество въздух при съответните условия – температура и налягане. От закона на Хенри (4.73) следва, че моларната концентрация на въздуха, разтворен във водата в това сечение е:

(4.76) $n'_{Air} = \kappa(T) \cdot p_{Air} = \kappa(T) \cdot [p - p_{НП}(T)]$,

където:

$p_{Air} = p - p_{НП}(T)$ е парциалното налягане на въздуха в разтвора;

$p_{НП}(T)$ е налягането на наситените пари на водата при съответната температура.

В случай, че налягането върху свободната повърхност на водата е атмосферно, изразът (4.76) добива вида:

(4.77) $n'_{Air} = \kappa(T) \cdot [p_{atm} - p_{НП}(T)]$.

При това налягане масовият дял на разтворения във водата въздух ще бъде:

(4.78) $m'_{Air} = \dfrac{n'_{Air} \cdot M_{Air}}{M}$.

Тук M_{Air} е молекулната маса на въздуха, а M е молекулната маса на разтвора. Доколкото $n'_{H_2O} \cdot M_{H_2O} >> n'_{Air} \cdot M_{Air}$ и $n'_{H_2O} \approx 1$, то $M \approx M_{H_2O}$, където M_{H_2O} е молекулната маса на водата. Тогава изразът (4.78) добива вида:

$$(4.79)\quad m'_{Air} = \frac{n'_{Air} \cdot M_{Air}}{M_{H_2O}} = \kappa(T) \cdot [p_{atm} - p_{НП}(T)] \cdot \frac{M_{Air}}{M_{H_2O}}, \frac{kg\ въздух}{kg\ вода}.$$

Тогава отношението на обема на разтворения въздух към обема на водата, в който е разтворен ще бъде:

$$(4.80)\quad \frac{V_{Air}^{p_{atm}}}{V_{H_2O}} = \frac{\rho'}{\rho''_0} \cdot m'_{Air} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho''_0} \cdot [p_{atm} - p_{НП}(T)] \cdot \frac{M_{Air}}{M_{H_2O}}, \frac{m^3\ въздух}{m^3\ вода}.$$

Тук ρ''_0 е плътността на атмосферния въздух при конкретните атмосферни условия.

При определяне на количеството въздух, отделен от водата в сечение с налягане $p < p_{atm}$ се приема, че температурата $T = const$. Съгласно уравнение (4.80) обемът въздух, който водата може да разтвори при това налягане ще бъде:

$$(4.81)\quad \frac{V_{Air}^{p<p_{atm}}}{V_{H_2O}} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho''_0} \cdot [p - p_{НП}(T)] \cdot \frac{M_{Air}}{M_{H_2O}}.$$

Тогава обемът отделен въздух от единица обем вода се получава, след като от уравнение (4.80) извадим (4.81):

$$(4.82)\quad \frac{V_{Air}^{p_{atm}} - V_{Air}^{p<p_{atm}}}{V_{H_2o}} = \frac{\Delta V_{Air}}{V_{H_2O}} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho_{H_2O}}{\rho''_0} \cdot (p_{atm} - p) \cdot \frac{M_{Air}}{M_{H_2O}}.$$

След умножаване на лявата и дясната части на (4.82) с $\frac{V_{H_2O}}{\Delta t}$, се получава:

$$(4.83)\quad \frac{\Delta V_{Air}}{\Delta t} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho''_0} \cdot \frac{M_{Air}}{M_{H_2O}} \cdot p_B \cdot \frac{V_{H_2O}}{\Delta t},$$

където Δt е периодът от време за преминаване на обемът V_{H_2O} през разглежданото сечение.

От (4.83) се вижда, че дебитът на неразтворения въздух в това сечение ще се увеличи с:

$$(4.84)\quad \Delta Q'' = \kappa(T)\cdot\frac{\rho'}{\rho''_0}\cdot\frac{M_{Air}}{M_{H_2O}}\cdot p_B\cdot Q',$$

където:

$p_B = p_{atm} - p$ е вакуумът в разглежданото сечение;

Q' е дебитът на водата.

Аналогично на (4.81) за обемът въздух, разтворен в единица обем вода в сечение с налягане $p > p_{atm}$ се получава:

$$(4.85)\quad \frac{V_{Air}^{p>p_{atm}}}{V_{H_2O}} = \kappa(T)\cdot\frac{\rho'}{\rho''_0}\cdot\left[p - p_{НП}(T)\right]\cdot\frac{M_{Air}}{M_{H_2O}}.$$

Тогава обемът на разтворeният допълнително въздух в единица обем вода се получава след изваждане на уравнение (4.80) от уравнение (4.85):

$$(4.86)\quad \frac{V_{Air}^{p>p_{atm}} - V_{Air}^{p_{atm}}}{V_{H_2O}} = \frac{\Delta V_{Air}}{V_{H_2O}} = \kappa(T)\cdot\frac{\rho'}{\rho''_0}\cdot\left(p - p_{atm}\right)\cdot\frac{M_{Air}}{M_{H_2O}}.$$

Аналогично на (4.84), се получава с колко ще намалее дебитът на неразтворения въздух в това сечение:

$$(4.87)\quad \Delta Q'' = \kappa(T)\cdot\frac{\rho'}{\rho''_0}\cdot\frac{M_{Air}}{M_{H_2O}}\cdot p_M\cdot Q',$$

където $p_M = p - p_{atm}$ е манометричното налягане в разглежданото сечение.

Привеждането на дебита $\Delta Q''$ към условията в точки 1, 5 и d става по следните формули:

$$(4.88)\quad \Delta Q''_1 = \frac{\rho''_0}{\rho''_1}\cdot\Delta Q'';$$

$$(4.89)\quad \Delta Q''_5 = \frac{\rho''_0}{\rho''_5}\cdot\Delta Q'';$$

$$(4.90)\quad \Delta Q''_d = \frac{\rho''_0}{\rho''_d}\cdot\Delta Q''.$$

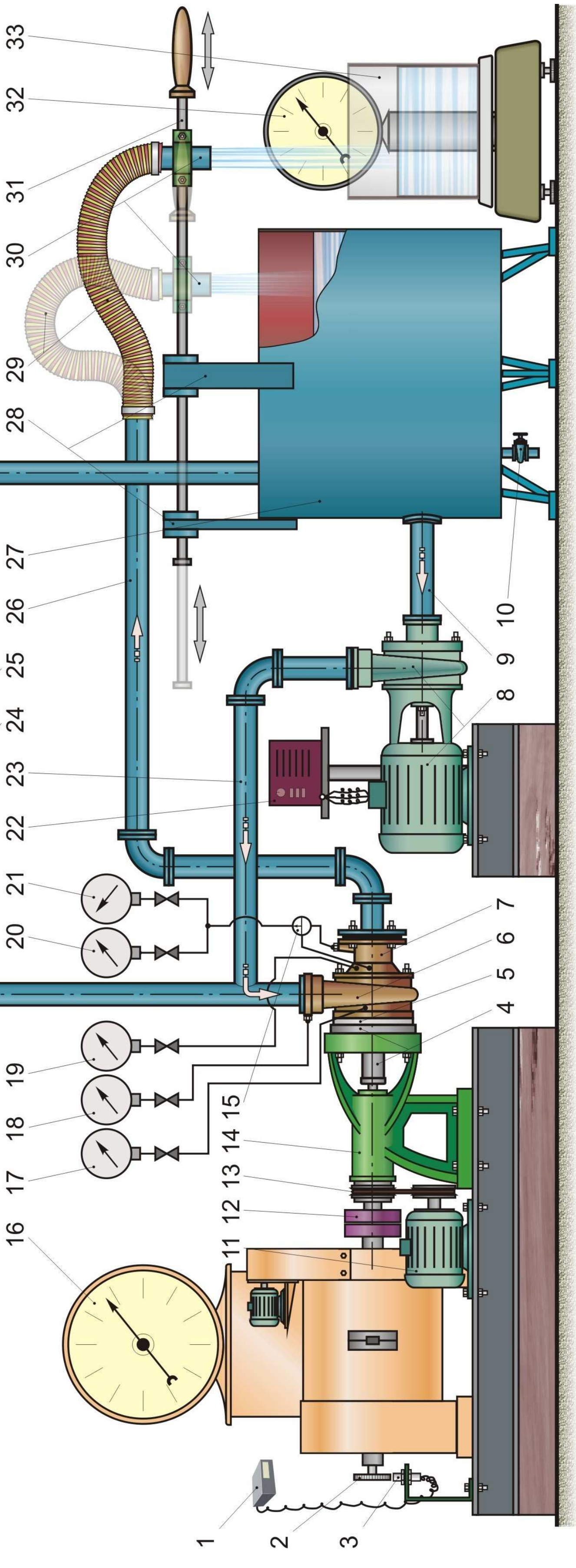
4.4. Уредба за определяне на механичните и обемните загуби

Опитната уредба за определяне на механичните и обемните загуби (фиг. 4.3) е разработена съгласно методиката, предложена в т. 4.1. Уредбата дава възможност за провеждане на изпитвания на три вида центробежни помпи с различна специфична честота на въртене n_s: 6E32 с $n_s = 60\ min^{-1}$, 6E20 с $n_s = 85\ min^{-1}$ и 12E20 с $n_s = 123 min^{-1}$.

Уредбата се състои от следните основни елементи: експериментална помпа 6, която се задвижва от балансирана ел. машина 16, тип МЗ 1713-4 с мощност $P = 20kW$, спомагателен помпен агрегат 8, чиято честота на въртене се управлява от честотен инвертор 22, тип EDD/B с максимална мощност $P = 11kW$.

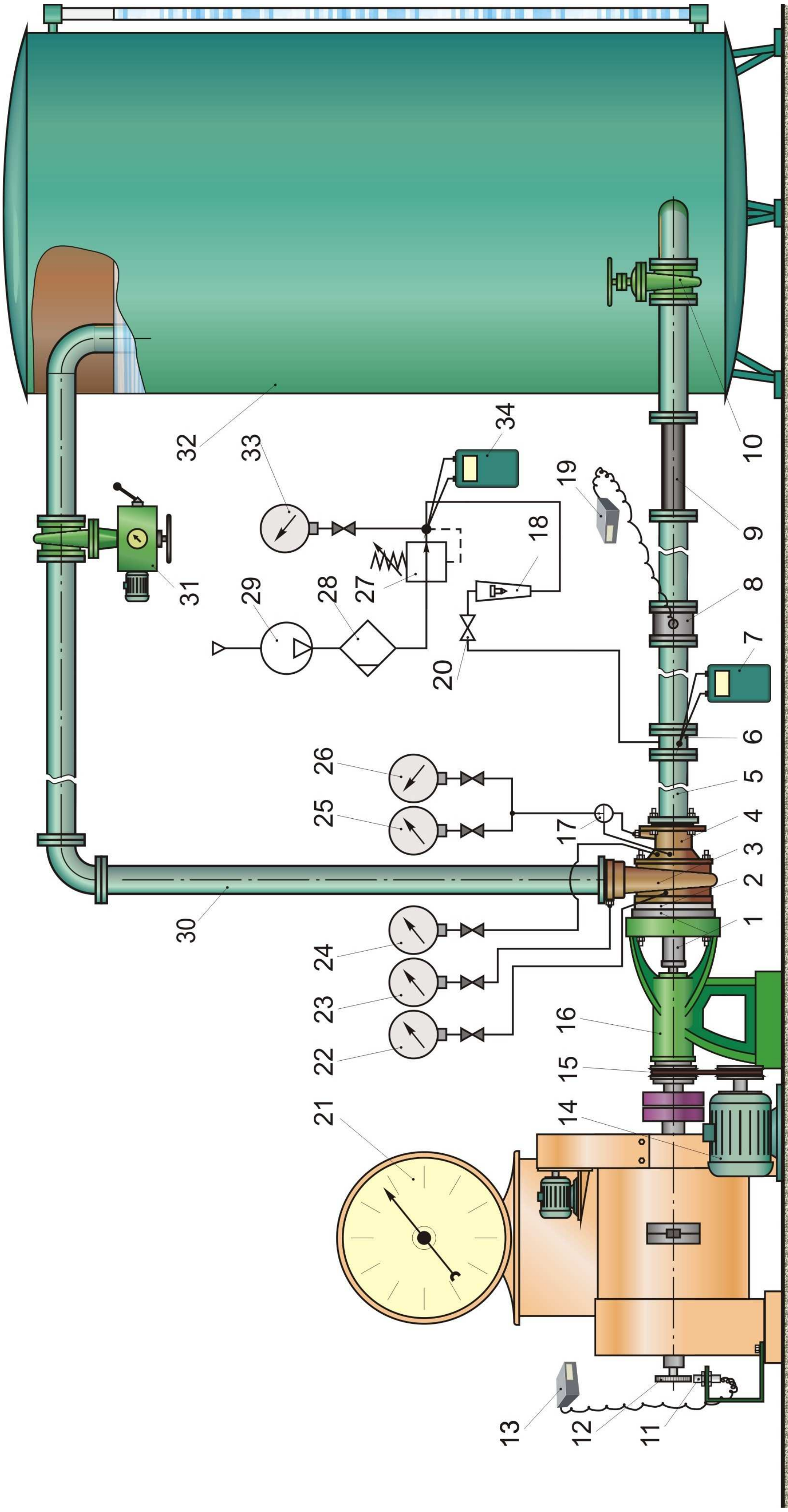
Спомагателната помпа засмуква вода по тръбопровода 9 от открития резервоар 27 и я подава към експерименталната помпа през нагнетателния й отвор. При затворен шибър 24, налягането в тялото на помпата 6 се регулира, чрез промяна на честотата на въртене на спомагателната помпа 8 посредством честотния инвертор 22. При свалено работно колело и затворен смукателен отвор на опитната помпа се определят загубите от триене в уплътнението на вала, като загубите от триене в лагерите се изключват, чрез въртене на външните гривни посредством ремъчната предавка 13 и електродвигателя 11 съгласно [11]. Честотата на въртене на вала на помпата се измерва с помощта на индукционния преобразувател 3 и регистриращото устройство 1.

При изпитване със запълнено с восък работно колело се определят механичните загубите на мощност и обемите загуби през предното уплътнение на помпата при различни стойности на



1. Брояч на импулси; 2. Назъбен диск; 3. Индукционен датчик; 4. Уплътнителна кутия; 5. Междинно тяло; 6. Експериментална помпа; 7. Преден капак;
8. Допълнителен помпен агрегат; 9. Смукателен тръбопровод; 10. Кран; 11. Електродвигател; 12. Съединител; 13. Ремъчна предавка;
14. Лагерно тяло; 15. Трипътен кран; 16. Пендел; 17, 18, 19, 20. Еталонни манометри; 21. Еталонен вакуумметър; 22. Честотен инвертор;
23. Свързващ тръбопровод; 24. Шибър; 25. Нагнетателен тръбопровод; 26. Отвеждащ тръбопровод; 27. Резервоар; 28. Опори;
29. Гъвкав тръбопровод; 30. Накрайник; 31. Отклонител; 32. Везна; 33. Мерен съд.

Фиг. 4.3 Уредба за определяне на обемните и механични загуби



1. Уплътнителна кутия; 2. Междинно тяло; 3. Спирално тяло; 4. Смукател; 5.Смукателен тръбопровод; 6. Устройство за подаване на въздух; 7, 34. Termoтетри; 8. Турбинков дебитомер; 9.Телескопичен компенсатор; 10. Шибър; 11. Индуктивен преобразувател; 12. Назъбен диск; 13. Брояч на импулси; 14. Електродвигател; 15. Ремъчна предавка; 16. Тяло лагерно; 17. Трипътен кран; 18. Ротаметър; 19. Брояч на импулси; 20. Дросел; 21. Пендел двигател с циферблатна везна; 22, 23, 24, 25, 33. Еталонни манометри; 26. Еталонен вакуумметър; 27. Редукционен клапан; 28. Масло-влагоуловител; 29. Компресор; 30. Напорен тръбопровод; 31. Шибър с електро-управление; 32. Резервоар.

Фиг. 4.4 Уредба за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес

налягането в тялото. Обемните загуби ΔQ се определят по масовия метод с помощта на циферблатната везна 32 и мерния съд 33. Едновременно с това се отчита падът на напора в предното уплътнение по показанието на манометрите 19 и 20 с клас на точност 0,4.

4.5. Уредба за балансови изпитвания на центробежни помпи при работа с вода и водо-въздушна смес

Опитната уредба е разработена съгласно съгласно ISO 9906: 1999(E) "Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1 and 2 [59] и предложената методика в т. 4.1 и 4.2. Тя има възможност за плавно регулиране честотата на въртене, осигурява дистанционна промяна на режимите на работа, бърза и лесна подмяна на изследваните елементи. Схемата на уредбата е показана на фиг. 4.4.

Уредбата включва следните основни елементи: експериментална помпа 3; балансирана машина 21, тип МЗ 1713-4 с мощност $P = 20 kW$; резервоар за вода 32; смукателен 5 и нагнетателен 30 тръбопроводи; ремъчна предавка 15 и електродвигател 14; шибърен кран 31 с електрозадвижване, телескопично съединение 9, устройство за подаване на въздух 6, уред за измерване на температура 7 и пневмогрупа. Пневмогрупата се състои от компресор 29; масло-влагоуловител 28; редукционен клапан 27, дросел 20 и включени манометър 33 за измерване налягането на въздуха, постъпващ в ротаметъра и термометър 34 за измерване на температурата му.

При провеждане на енергетичните изследвания се използва следната измервателна апаратура: турбинен дебитомер 8 тип 01.ГЖ.08 клас 0,6 с индукционен датчик и брояч на импулси 19;

автоматична циферблатна везна 7 за измерване момента на балансираната пендел машина; индукционен преобразувател 11, свързан с регистриращо устройство CYCLOMETER CMD6-4 за измерване честотата на въртене на вала на помпата. На входа на помпата се включват пружинен манометър 25 с клас на точност 0,4 и пружинен вакуумметър 26 с клас на точност 0,4, а на изхода и пружинен манометър 23 с клас 0,4. За измерване на пада на напора в уплътнението на работното колело се използва манометърът 24, а за измерване на статичното налягане след изхода на работното колело – манометърът 22.

За измерваме на дебита на газа се използва ротаметър 18 тип LD с максимална грешка 2%. За измерване на температурата на течността е монтирана термодвойка в мястото за подаване на въздух, свързана с регистриращия уред 7.

4.6. Оценка на точността на измерване на параметрите в уредба

За оценка на точността на конструираната уредба се препоръчва да се определи системната грешка при опеределяне на к.п.д. на помпата [27;28;36]. Според [28;59] тази грешка се пресмята по формулата:

$$(4.91)\quad \frac{\Delta\eta}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q'}{Q'}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q''}{Q''}\right)^2 + \left(\frac{\Delta p}{p}\right)^2 + \left(\frac{\Delta M}{M}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2},$$

където:

$\frac{\Delta Q'}{Q}$ е вероятната относителна грешка при измерване на дебита на течната фаза; За използвания дебитомер тази грешка е $\frac{\Delta Q'}{Q'} = k_{Q'} = 0{,}6\ \%$, където k_Q е класът на точност на дебитомера.

$\frac{\Delta Q''}{Q''}$ е вероятната относителна грешка при измерване на дебита на газовата фаза; При измерване на дебита на газа с ротаметър, тази грешка е $\frac{\Delta Q''}{Q''} = k_{Q''} = 2\ \%$.

$\frac{\Delta p}{p}$ - вероятната относителна грешка при измерване на налягането на помпата; За измерване на налягането са използвани еталонни манометри с клас на точност $k_p = 0{,}4$, т.е. $\frac{\Delta p}{p} = 0{,}4\ \%$.

$\frac{\Delta M}{M}$ - вероятната относителна грешка при измерване на въртящия момент на вала на електродвигателя; Въртящият момент се отчита от циферблатна везна с точност $0{,}005\ \mathrm{kgf \cdot m}$. За номиналния режим $\frac{\Delta M}{M} = 0{,}47\ \%$

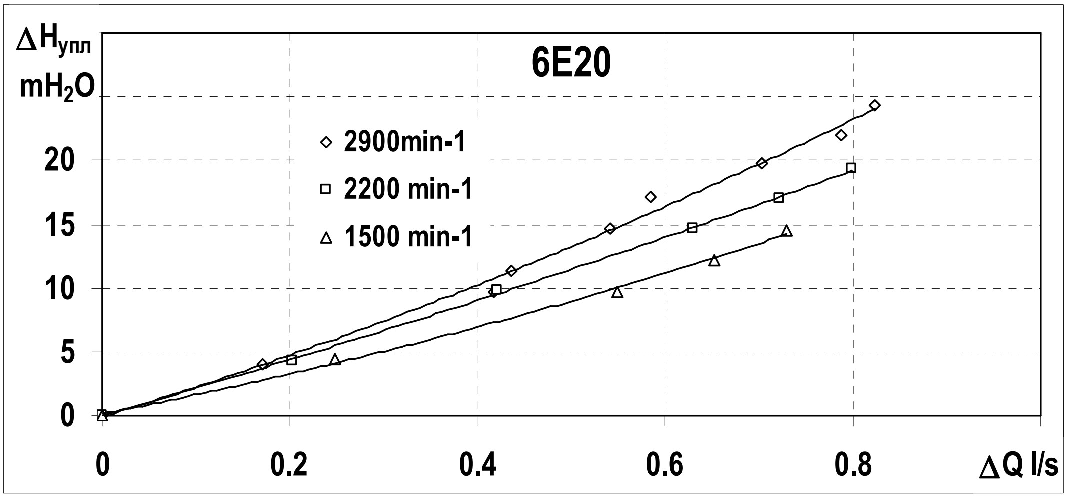
$\frac{\Delta n}{n}$ - вероятната относителна грешка при измерване на честотата на въртене.При измерване на честотата на въртене с електронен честотомер с абсолютна грешка $1\ \mathrm{min}^{-1}$, за системната грешка се получава $\frac{\Delta n}{n} = \frac{1}{2900} \cdot 100 = 0{,}034\ \%$.

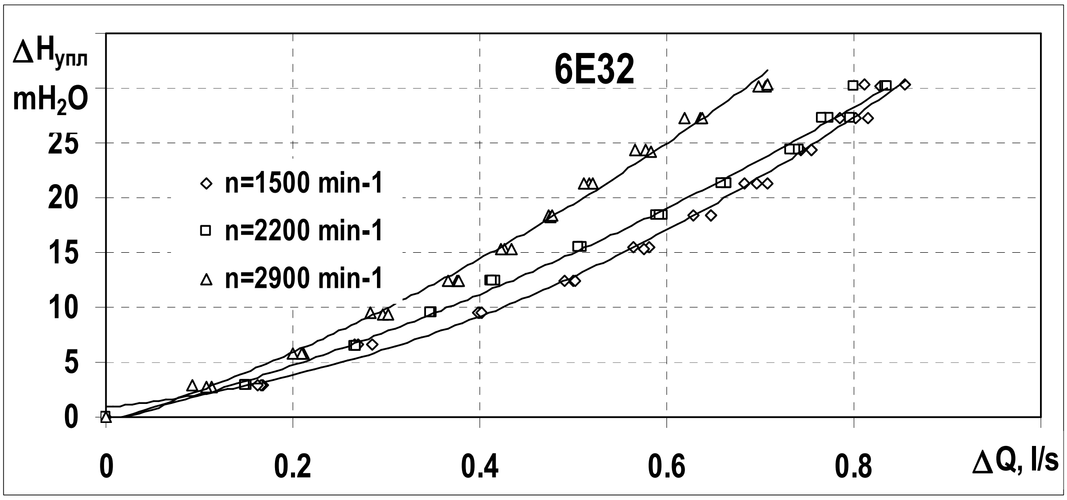
След заместване във формула (4.91), за системната грешка при определяне на к.п.д. се получава:

(4.92) $\frac{\Delta \eta}{\eta} = \sqrt{0{,}6^2 + 2^2 + 0{,}4^2 + 0{,}47^2 + 0{,}034^2} = 2{,}18\ \%$.

4.7. Резултати от опитното определяне на механичните и обемни загуби на центробежни помпи 6Е20 и 6Е32.

Помпите са изследвани съгласно методиката, предложена в т.4.1 на опитна уредба, описана в т. 4.4. Изпитванията са проведени при три честоти на въртене: $n = 1500\ min^{-1}$, $n = 2200\ min^{-1}$ и $n = 2900\ min^{-1}$. Резултатите от изследването са показани в графичен вид на фиг. 4.5.





Фиг. 4.5 Резултати от опитното определяне на обемните загуби в помпи 6Е20 и 6Е32

Резултатите от фиг. 4.5 ясно показват влиянието на честотата на въртене на помпата върху обемните загуби през предното уплътнение на работното колело.

Заедно с определяне на зависимостите $\Delta H_{упл} = f(\Delta Q)$ са определени и механичните загуби на мощност ΔP_M. За двете помпи те запазват постоянна стойност при различни налягания в корпуса на помпата. За помпа 6Е20 $\Delta P_M = 0{,}879\ kW$, а за помпа 6Е32 $\Delta P_M = 0{,}492\ kW$ при честота на въртене $n = 2900\ min^{-1}$. Получените резултати се използват по-нататък в работата при съставяне баланса на мощността на помпите.

За помпа 6Е20 зависимостта $\Delta H_{упл} = f(\Delta Q)$ има вида:

(4.93) $\Delta H_{упл} = 8{,}2268 \cdot \Delta Q^2 + 22{,}583 \cdot \Delta Q - 0{,}1229$.

За помпа 6Е32 зависимостта е:

(4.94) $\Delta H_{упл} = 2{,}69 \cdot \Delta Q^2 + 27{,}117 \cdot \Delta Q - 0{,}5397$.

4.8. Баланс на помпата при работа с двуфазна смес от вода и въздух.

Опитните изследвания при работа на помпите с двуфазна смес от вода и въздух са проведени по последователността, показана в т. 4.2, а данните са обработени съгласно методиката, предложена в същата точка. Резултатите от изследването са представени в безразмерен вид, под формата на безразмерни коефициенти. Дебитът на водата през помпите е представен от коефициента на дебита ϕ определен по формулата:

(4.95) $$\phi = \frac{10^{-3} \cdot Q'}{A_2 \cdot u_2},$$

където A_2, m^2 е лицето на сечението на каналите на работното колело при изхода му.

Напорът на помпите е представен от коефициента на напора Ψ, получен по израза:

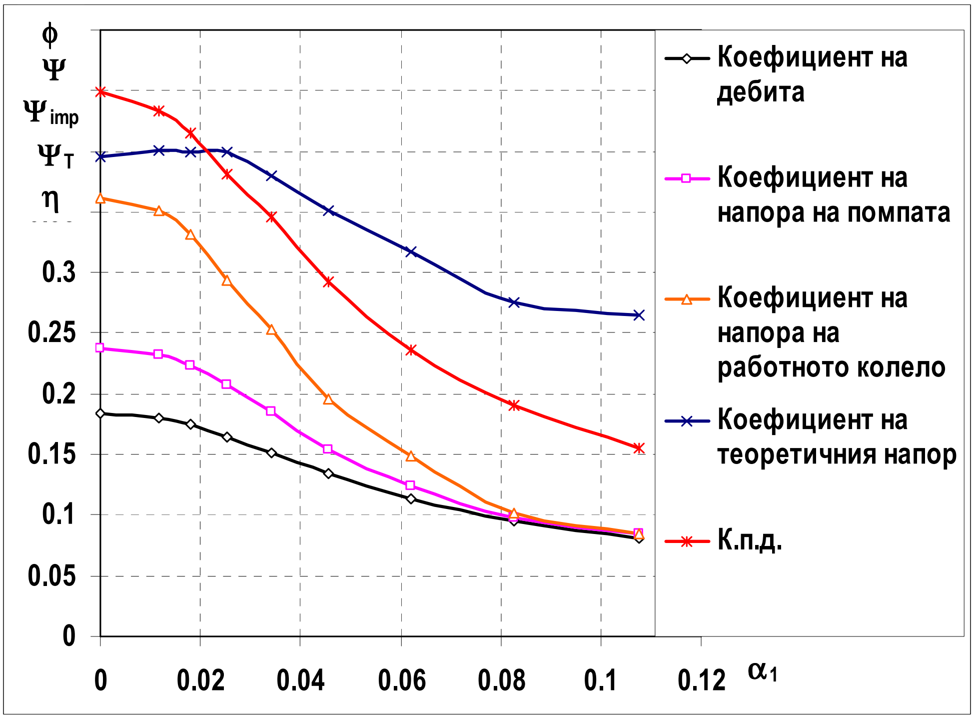
(4.96) $$\Psi = \frac{g \cdot H}{u_2^2}.$$

По същия начин са обезразмерени теоретичният напор на помпата H_T, хидравличните загуби в работното колело h_{imp} и в спиралното тяло h_{vol}.

Изпитването започва при някакъв първоначален дебит, настроен с помощта на шибъра на нагнетателния тръбопровод на помпата. При този режим дебитът на въздуха е нула. След измерване на показателите се подава някакво минимално количество въздух в смукателния тръбопровод. По този начин са получени зависимости от вида $\phi = f(\alpha_1)$, $\Psi_T = f(\alpha_1)$, $\Psi = f(\alpha_1)$, $\eta = f(\alpha_1)$ и $\Psi_{imp} = f(\alpha_1)$ показани на фиг. 4.6.

От показаните графични зависимости не могат да бъдат направени директни изводи за влиянието на газосъдържанието при входа на работното колело α_1 върху напора на помпата и разпределението на загубите между работното колело и спиралното тяло. Това е така, тъй като с увеличаване на относителното газосъдържание α_1 освен напорът, намалява и дебитът на водата Q', което се дължи на влиянието на тръбопровода върху режима на работата на помпата. Това означава, че за да се получат желаните зависимости е необходимо да се поддържа постоянен дебит на течната фаза при различни стойности на газосъдържанието, което на практика е трудно осъществимо. По тази причина тези зависимости са получени след подходяща обработка на опитните данни.

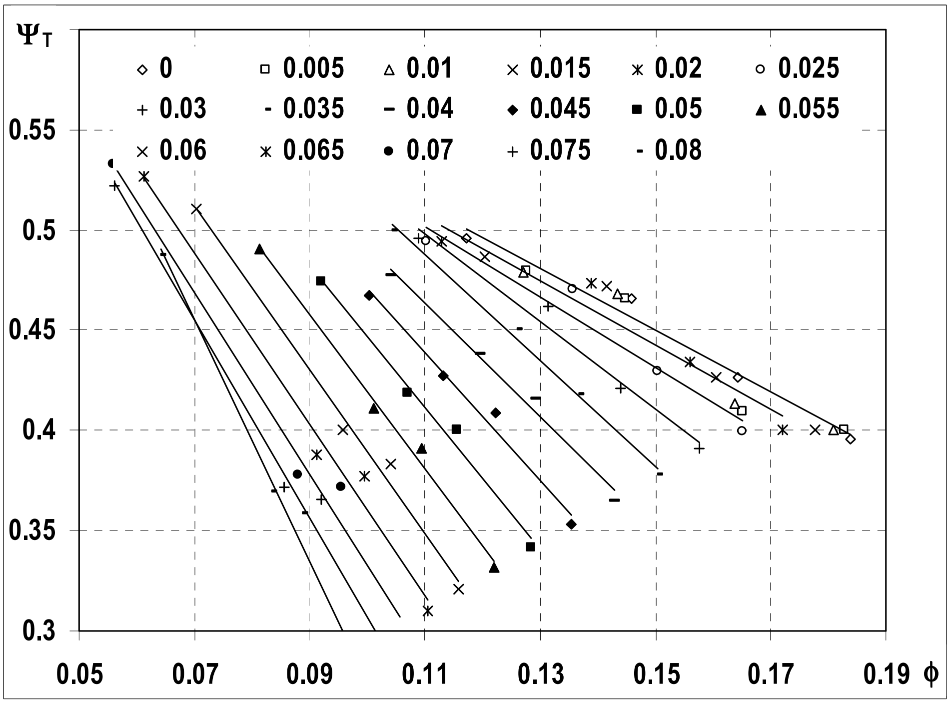
Зависимости от вида, показан на фиг. 4.6 са получени при няколко режима на работа на помпата постигнати при различни положения на шибъра на нагнетателния тръбопровод. След това данните се обработват в средата на програмата MATLAB така, че да се получат стойности на всички показатели при точно определени стойности на газосъдържанието, а именно от $\alpha_1 = 0$ до $\alpha_1 = 0{,}1$ през $\Delta\alpha_1 = 0{,}005$.



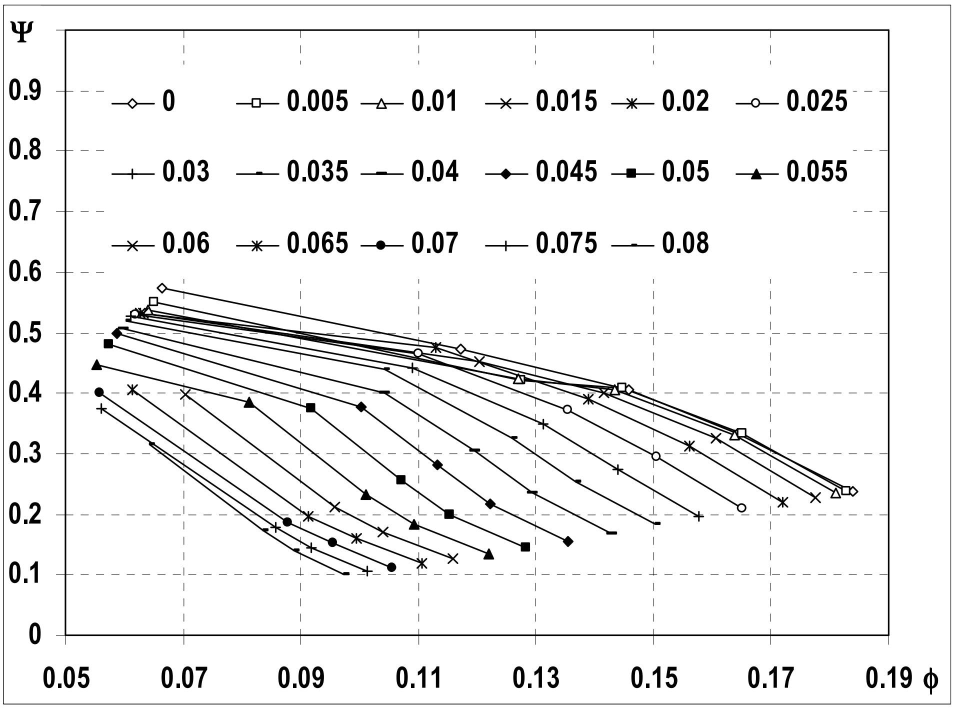
Фиг. 4.6 Зависимости на безразмерните показатели на помпа 6E20 от обемната концентрация на газовата фаза при входа α_1

С помощтта на получените данни са построени графичните зависимости $\Psi_T = f(\phi)$, $\Psi = f(\phi)$, $\Psi_{imp} = f(\phi)$, $\Psi_{vol} = f(\phi)$ и $\eta = f(\phi)$ при посочените стойности на α_1. На фигури от фиг. 4.7 до фиг. 4.11 са показани зависимостите, получени при изпитване на помпа 6E20. Подобни зависимости са построени и за помпа 6E32.

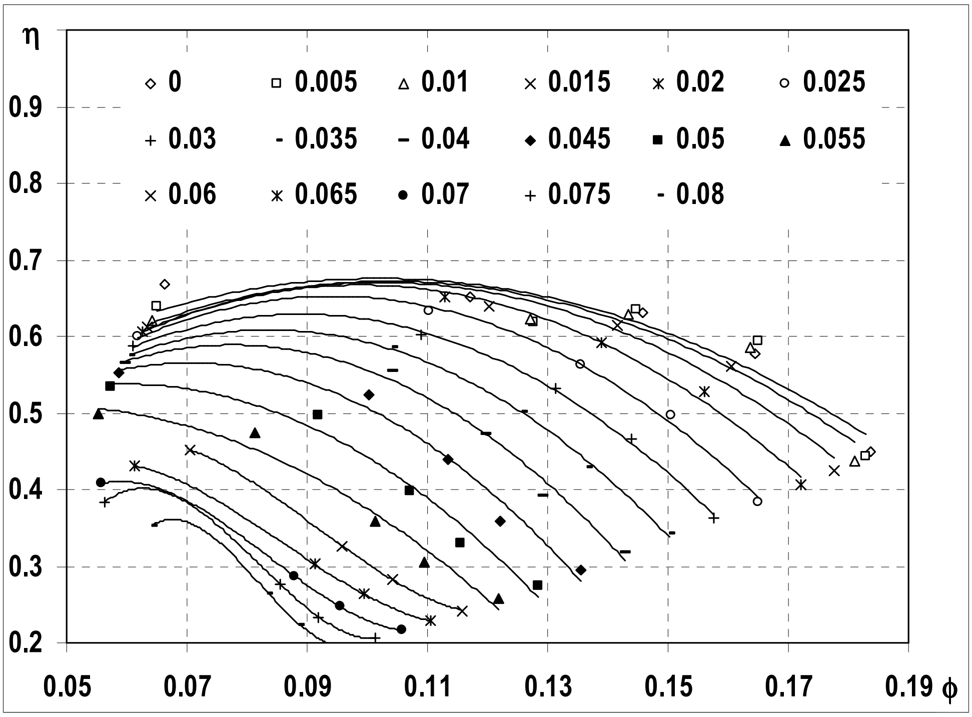
Както стана ясно от т. 4.1, теоретичния напор на помпата при режими в ляво от номиналния, получен по формула (4.4) нараства несъразмерно което се дължи на спирачната мощтност, породена от вихрообразуване пред входа на работното колело. По тази причина при дебити $\phi > \phi_n$, теоретичния напор е с линейна зависимост, а стойностите му при дебити $\phi < \phi_n$ се получават, чрез екстраполация по получената линейна зависимост. На фиг. 4.7 е показан екстраполираният безразмерен теоретичен напор на помпата в зависимост от безразмерния дебит, при различни стойности на газосъдържанието α_1. Зависимостите $\Psi_{imp} = f(\phi)$ не са показани на фигурите.



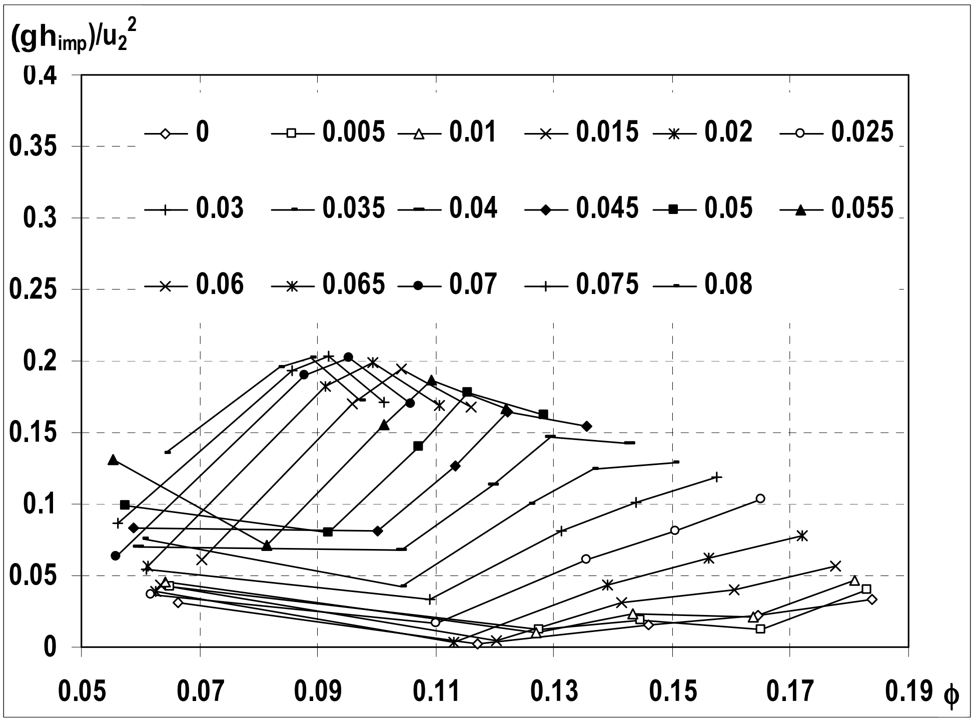
Фиг. 4.7. Безразмерен теоретичен напор на помпа 6Е20 при различни стойности на обемната концентрация при входа α



Фиг. 4.8 Действителен безразмерен напор на помпа 6Е20 при различни стойности на обемната концентрация при входа α

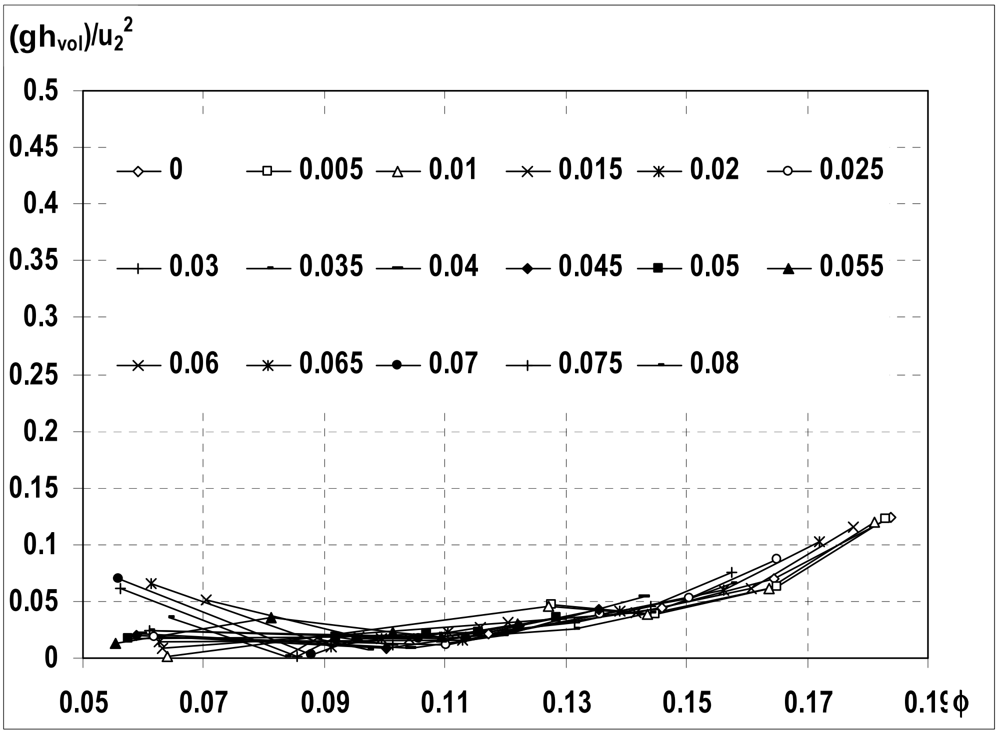


Фиг. 4.9 К.п.д. на помпа 6Е20 при различни стойности на обемната концентрация при входа α_1 във функция от безразмерния дебит



Фиг. 4.10 Безразмерни загуби на напор в работното колело на помпа 6Е20 в зависимост от обемната концентрация на газовата фаза при α_1 във функция от безразмерния дебит

С помощта на получените данни са изчислени хидравличните загуби в работното колело $\frac{g \cdot h_{imp}}{u_2^2}$ и в спиралното тяло $\frac{g \cdot h_{vol}}{u_2^2}$ по зависимости. Резултатите са показани в графичен вид на фиг. 4.10 и фиг. 4.11.



Фиг. 4.11 Безразмерни загуби на напор в спиралното ъяло на помпа 6Е20 в зависимост от обемната концентрация на газовата фаза α_1 при входа във функция от безразмерния дебит

За оценяване влиянието на неразтворения въздух върху показателите на помпите са построени звисимости от вида $\Psi_T = f(\alpha_1)$, $\Psi = f(\alpha_1)$, $\frac{g \cdot h_{imp}}{u_2^2} = f(\alpha_1)$, $\frac{g \cdot h_{vol}}{u_2^2} = f(\alpha_1)$ и $\eta = f(\alpha_1)$ при постоянен номинален дебит на водата ϕ_n. С помощта на последните зависимости е направено сравнение между показателите на двете изследвани помпи при работа с двуфазна смес от вода и въздух.

4.9. Сравнителен анализ на работата на помпи 6Е20 и 6Е32 с двуфазна смес от вода и въздух

На фиг. 4.12, фиг. 4.13, фиг. 4.14 и фиг. 4.15 са показани получените зависимости между безразмерните параметри на помпите и обемната концентрация на двуфазната смес пред входа на работното колело α_1. Тези зависимости са построени за номиналните режими на работа на помпите по методиката без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата.

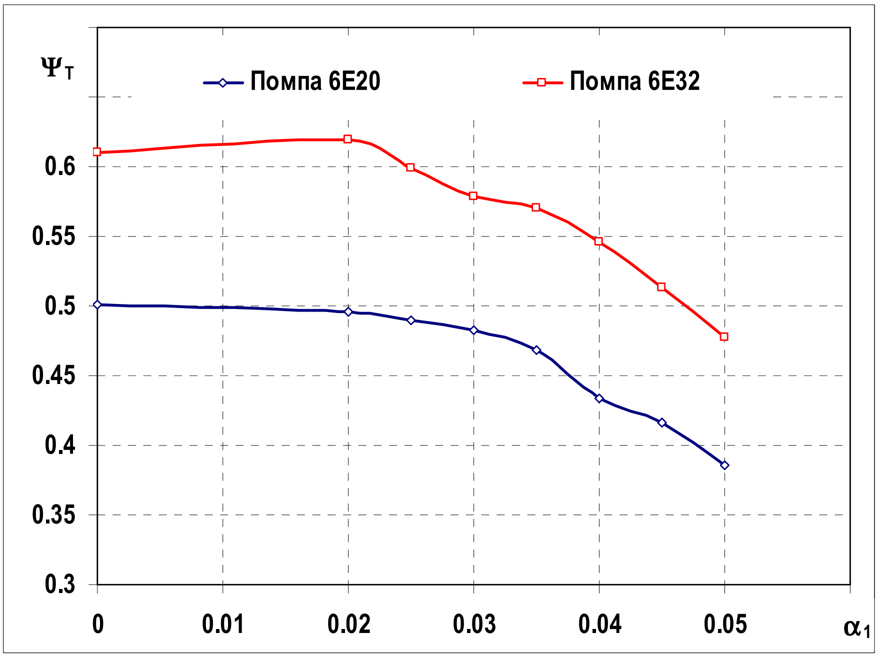
От фиг. 4.12 и фиг. 4.13 се вижда относително по-голяма разлика между теоретичните напори на двете помпи, отколкото при действителните. Това се дължи на видимо по-големите хидравлични загуби в работното колело на помпата с по-ниска n_s - 6Е32 при работа с двуфазна смес от вода и въздух, което е видно от фиг. 4.14. Това води и до по-нисък к.п.д. на помпата (фиг. 4.15). Хидравличните загуби в спиралното тяло на двете помпи са с еднаква ниска стойност и не променят стойността си при увеличаване на газосъдържанието, което показва, че основна причина за влошаване показателите на машината са процесите, възникващи в работното колело. Увеличаването на загубите на напор в колелото вероятно се дължи на натрупване на въздух в близост до входящия ръб на лопатките, което се посочва и в работи [24;25]. Това натрупване води до влошаване на обтичането на лопатките изследвания на Kosyna [66]. В тази работа са посочени резултати за разпределение на налягането по коремната и гръбната част на лопатката за различни стойности на газосъдържанието.

Според резултатите от изследванията в [66] при обемна концентрация на двуфазната смес 5%, лопатката работи с около 60% от работната си повърхност.

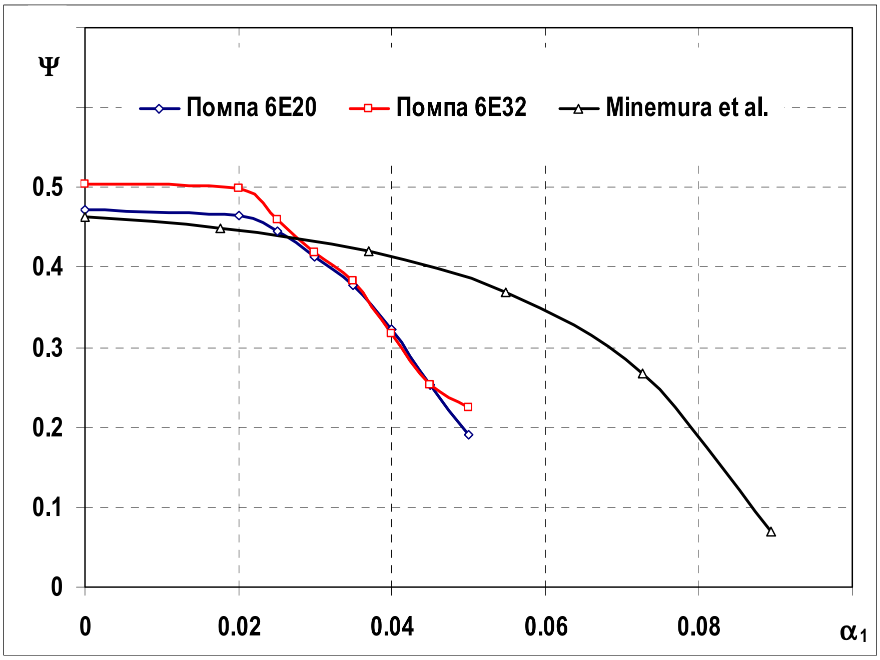
По-лошото поведение на помпата с по-ниска n_s е констатирано и в [85]. В тази работа авторите сравняват работата на центробежна и диагонална помпи при работа със смес дизел - CO_2. Според тях по-доброто поведение на помпата с по-висока n_s се дължи на по-благоприятните условия при входа на работното колело поради по-големият му диаметър и по-широките междулопатъчните канали.

Критичната стойност на газосъдържанието α_{cr} за двете помпи е около $5\,\%$. При стойности, превишаващи α_{cr} помпата преустановява нормалната си работа. От фиг. 4.15 личи и значително намаляване на к.п.д. на двете помпи при достигане на критичното газосъдържание.

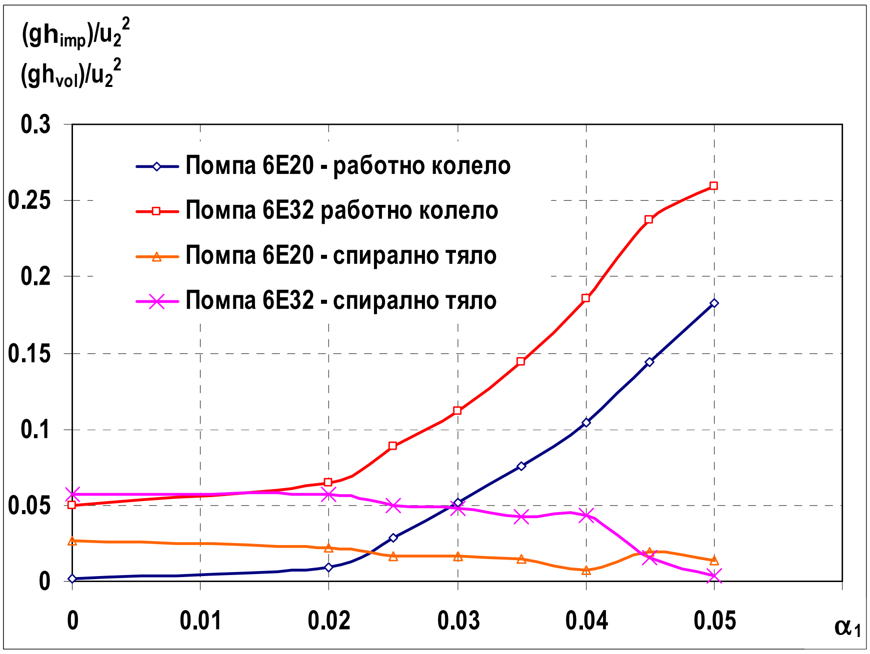
От данните предоставени в [75] се вижда, че за изследваната от авторите помпа тази стойност е също около $6\,\%$. При нея обаче намаляването на напора е по-плавно, отколкото при помпи 6Е20 и 6Е32. Това се дължи на специалната геометрия на работното колело (фиг. 3.8). Прави впечатление и факта, че всички показатели поддържат първоначалната си стойност до около $\alpha_1 = 0{,}02$, след което напорът и к.п.д. намаляват постепенно, а хидравличните загуби започват да растат. Според [76] при тази стойност на α_1 започва обединяване на газови мехури и натрупване на въздух в близост до входа на работното колело.



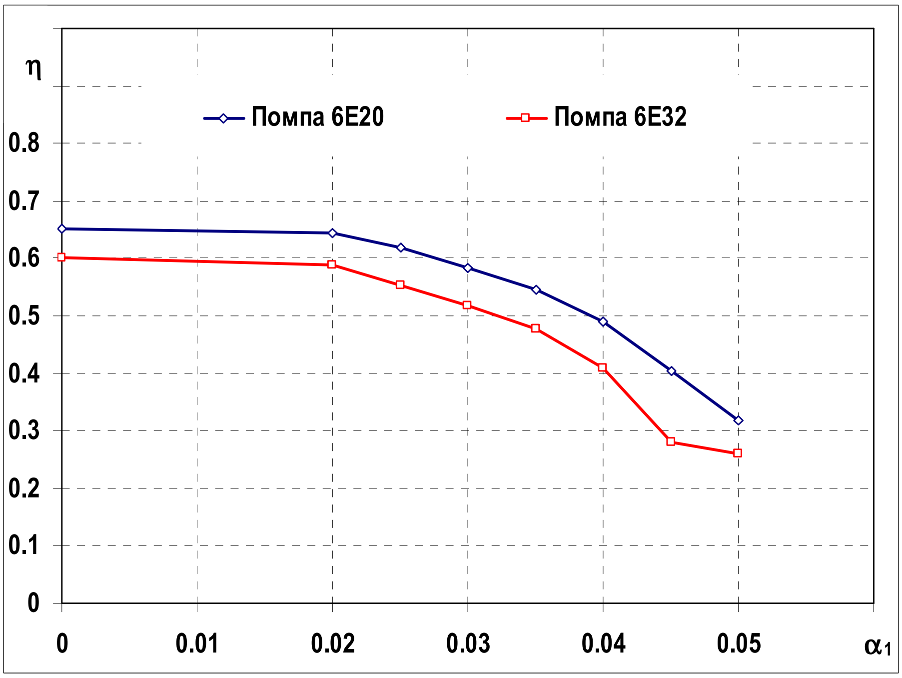
Фиг. 4.12 Зависимост на теоретичните напори на помпи 6Е20 и 6Е32 от обемната концентрация при входа α_1



Фиг. 4.13 Зависимост на действителните напори на помпи 6Е20 и 6Е32 от обемната концентрация при входа α_1



Фиг. 4.14 Безразмерни загуби на напор в работното колело и спиралното тяло на помпи 6E20 и 6E32 в зависимост от обемната концентрация на газовата фаза α_1 при входа и номинален дебит



Фиг. 4.15 Зависимост на к.п.д. на помпи 6E20 и 6E32 от обемната концентрация α_1 при входа и номинален дебит

4.10. Влияние на разтворимостта на въдуха във водата върху показателите на центробежна помпа при работа с двуфазна смес от вода и въздух

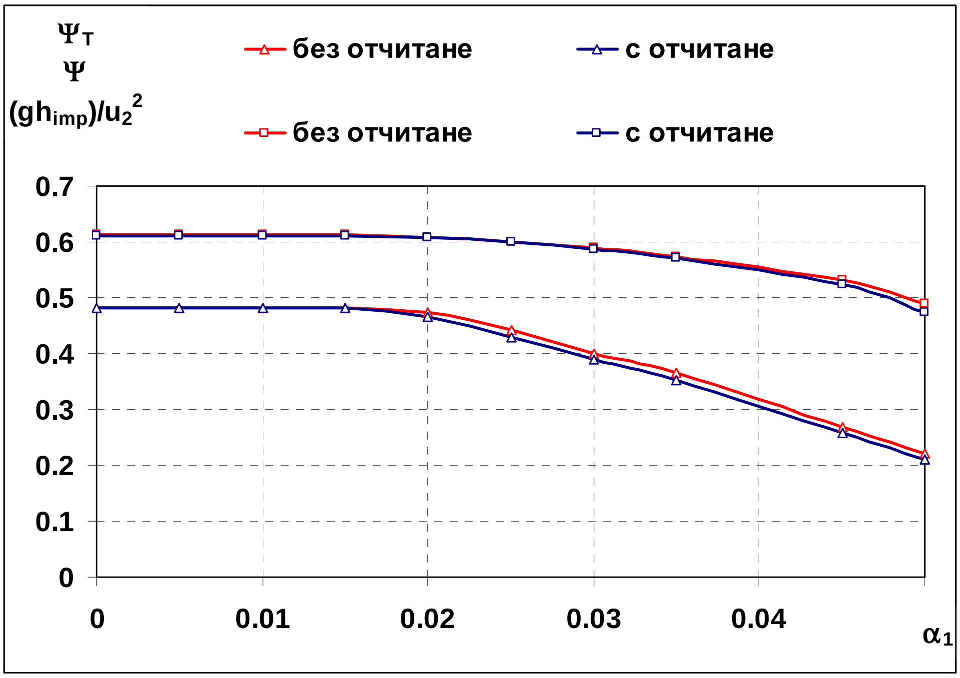
Влиянието на разтворимостта на въздуха във водата върху показателите на центробежна помпа при работа с двуфазна смес от вода и въздух е оценено след съставяне баланса на помпа 6Е32 по методики с и без отчитане на разтворимостта. Предложени са резултати за това влиянието върху зависимостите $\Psi_T = f(\alpha_1)$, $\Psi = f(\alpha_1)$ и $\frac{g \cdot h_{imp}}{u_2^2} = f(\alpha_1)$ показани графично на фиг. 4.16.

Разликата Δ, пресметната по формулата:

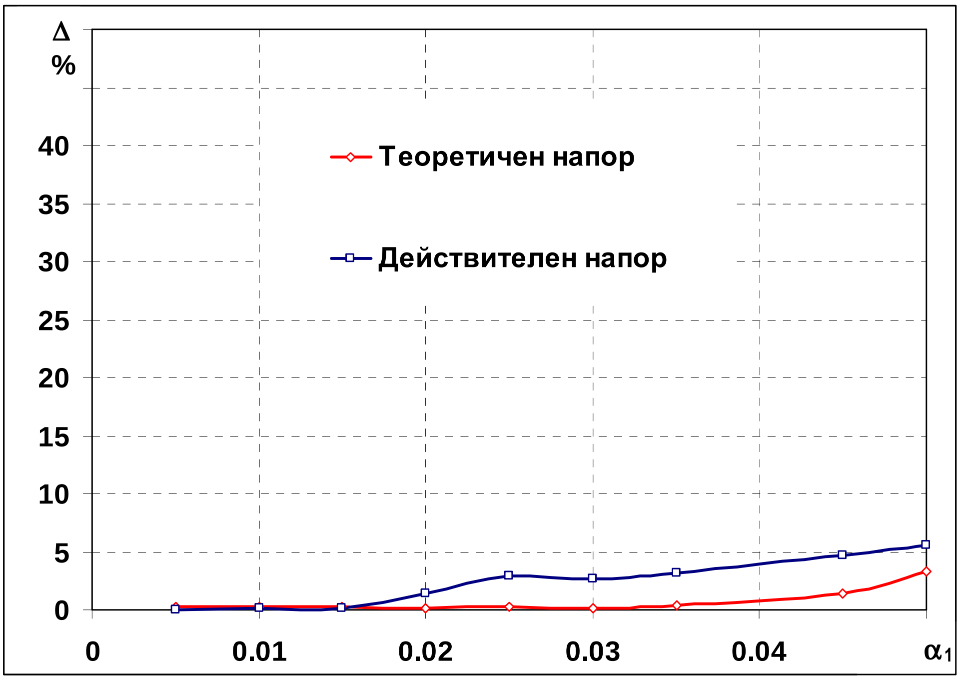
$$(4.97)\quad \Delta = \left| \frac{\Psi_{\text{без отчитане}} - \Psi_{\text{с отчитане}}}{\Psi_{\text{без отчитане}}} \right| \cdot 100\ \%,$$

също е показана графично в зависимост от газосъдържанието α_1 на фиг. 4.17.

Резултатите показват, че с увеличаване на обемната концентрация α_1, разликата Δ, пресметната по (4.97) нараства монотонно. Най-голямата стойност на разликата Δ на коефициента на напора е около $5\ \%$ при $\alpha_1 = 0{,}05$, което е в рамките на грешката от експеримента. Трябва да се отбележи още, че методиката за отчитане на влиянието на разтворимостта е съставена след предпоставката, че във всяка точка на отчитане има достатъчно време водата да разтвори или да отдели въпросното количество въздух. На практика обаче, тези процеси изискват определено време [63]. Имайки в предвид високата скорост, с която двуфазното течение преминава през работното пространство на помпата, може да се заключи, че разтворимостта на въздуха във водата не оказва съществено влияние върху определяне на показателите на помпите.



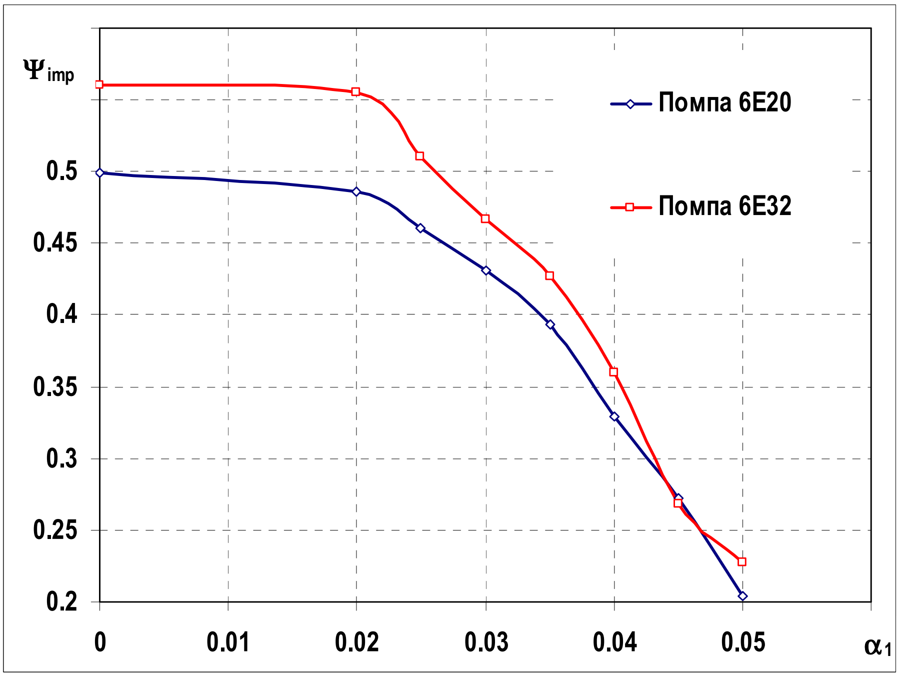
Фиг. 4.16 Показатели на помпа 6Е32, пресметнати със и без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата



Фиг. 4.17 Относителна разлика Δ между показателите на помпа 6Е32, пресметнати със и без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата

4.11.Опитно определяне на коефициента R_{imp} на теоретичния модел

Коефициента R_{imp}, дефиниран в т. 3.8 е определен на базата на опитни данни от баланса на енергията на двете помпи при работа с чиста вода и с двуфазна смес от вода и въздух. Определянето на неизвестната функция $R_{imp} = f(\alpha_1)$ е осъществено след провеждане на числен експеримент със съставения математичен модел. Коефициентът на хидродинамично съпротивление е определен по уравнение (3.24) и по-нататък ще бъде означен с C_{D1}. За коефициента на присъединена маса е избрана стойността Стойностите на градиента $\frac{dp_{imp,0}}{ds} \approx \frac{\Delta p_{imp.0}}{\Delta s}$, дефиниран в т. 3.8 са определени след съставяне на баланса на помпата при работа с чиста вода.



Фиг. 4.18 Коефициент на напора на работното колело от обемната концентрация при входа α_1

При провеждане на числения експеримент са заложени първоначални радиуси на мехура, определени по зависимостта, предложена в [43] и [72]. За помпа 6Е20 $R_{b1} = 0.0525\ mm$; за помпа 6Е32 $R_{b1} = 0.0455\ mm$.

За функцията $R_{imp} = f(\alpha_1)$ е търсена зависимост от вида:

(4.98) $R_{imp} = C_1 + C_2 \cdot \alpha_1^{C_3}$.

Стремежът е с помощта на получената функция резултатите от математичния модел да съвпадат с резултатите от опитните данни в диапазона $0{,}02 \le \alpha_1 \le 0{,}05$. Долната граница на диапазона е избрана от съображението, че при стойности на обемната концентрация $0 \le \alpha_1 \le 0{,}02$, напорът на работното колело, както и на помпата е константа. Това добре се вижда от показаните на фиг. 4.18 криви. Този факт се потвърждава и публикуваните в литературата [75;85] данни.

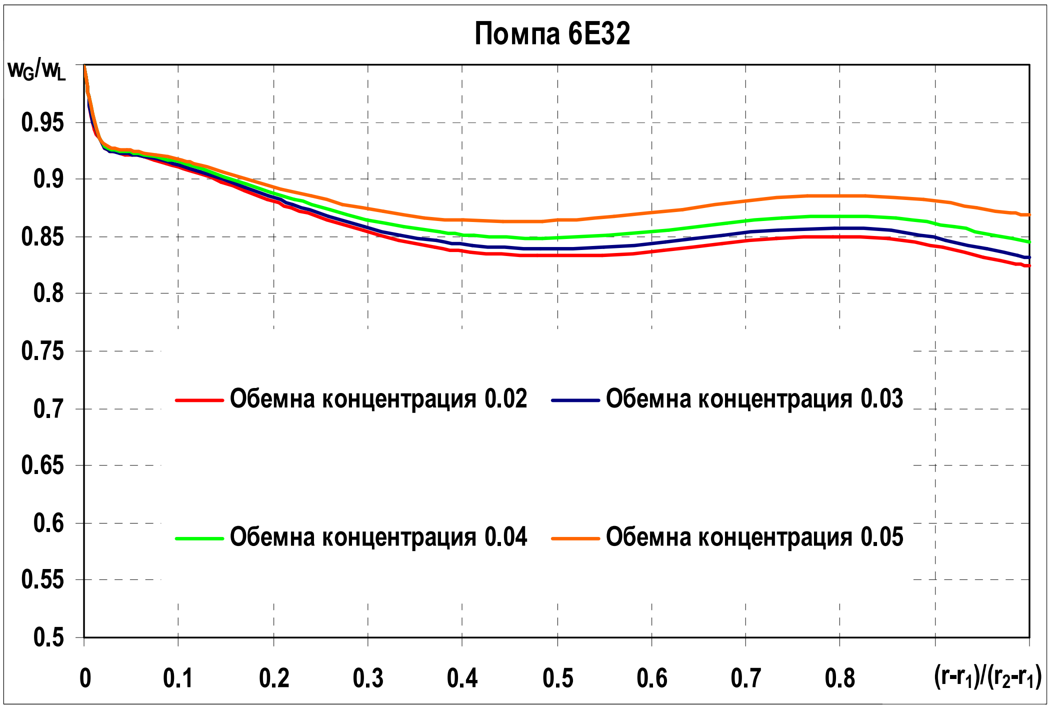
Получените в резултат на численият експеримент коефициенти имат следните стойности:

- За помпа 6Е20: $C_1 = 0{,}496$, $C_2 = 4850{,}614$, $C_3 = 1{,}65$.
- За помпа 6Е32: $C_1 = 0{,}535$, $C_2 = 1175{,}216$, $C_3 = 1{,}65$.

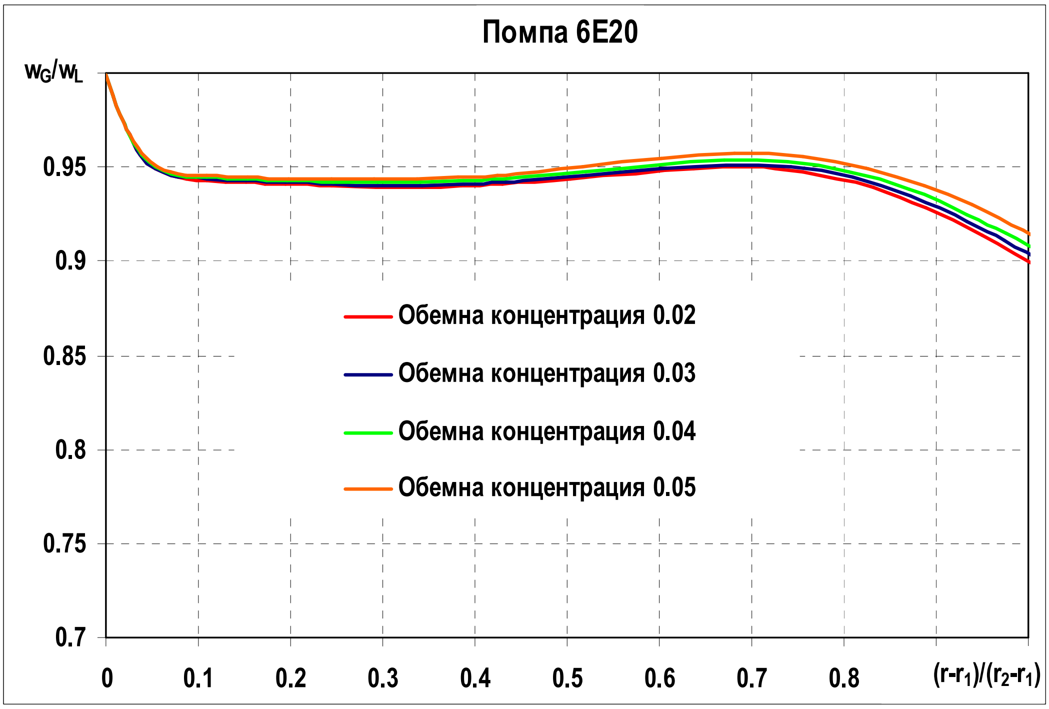
Прави впечатление факта, че степенният показател $C_3 = 1{,}65$ има една и съща стойност за двете помпи, което показва наличие на сходство между процесите, протичащи в двете помпи.

На фигури от фиг. 4.19 до фиг. 4.24 са показани зависимости, аналогични на коментираните в т. 3.6. Тенденциите в поведението на кривите са аналогични, с тази разлика, че на показаните тук фигури са представени резултати, при които напорът на работното колело, изчислен по модела съвпада с получения от опитните данни.

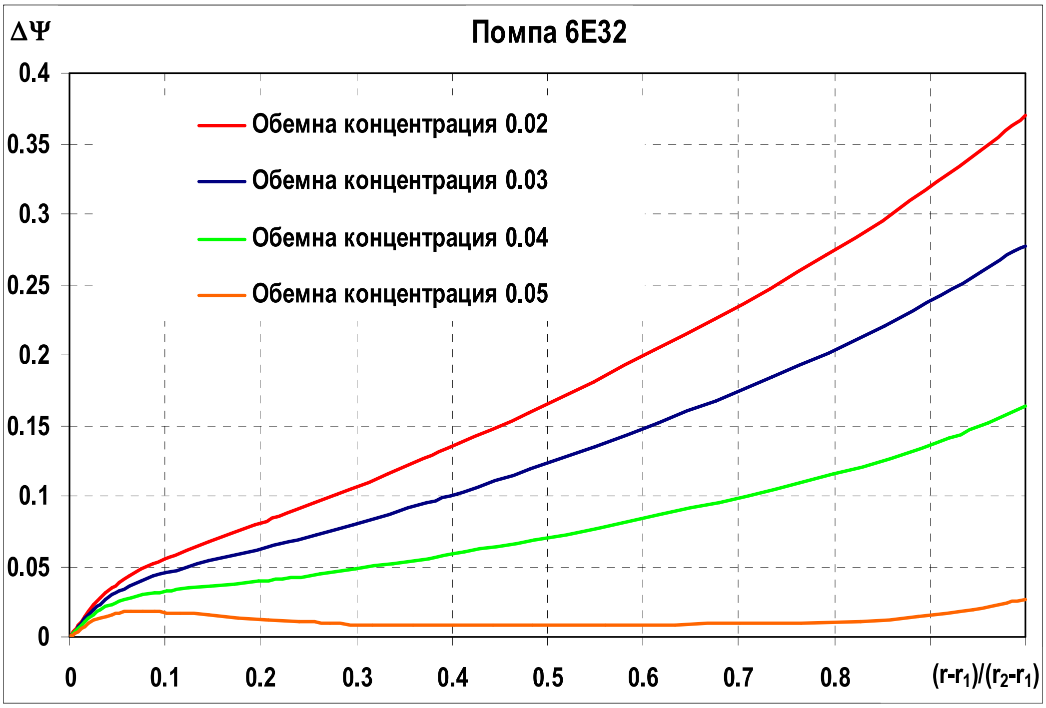
На фиг. 4.25 и фиг. 4.26 са показани зависимости на напора на работното колело от обемната концентрация при входа за двете изследвани помпи, поучени с помощта на модела и от опитни данни.



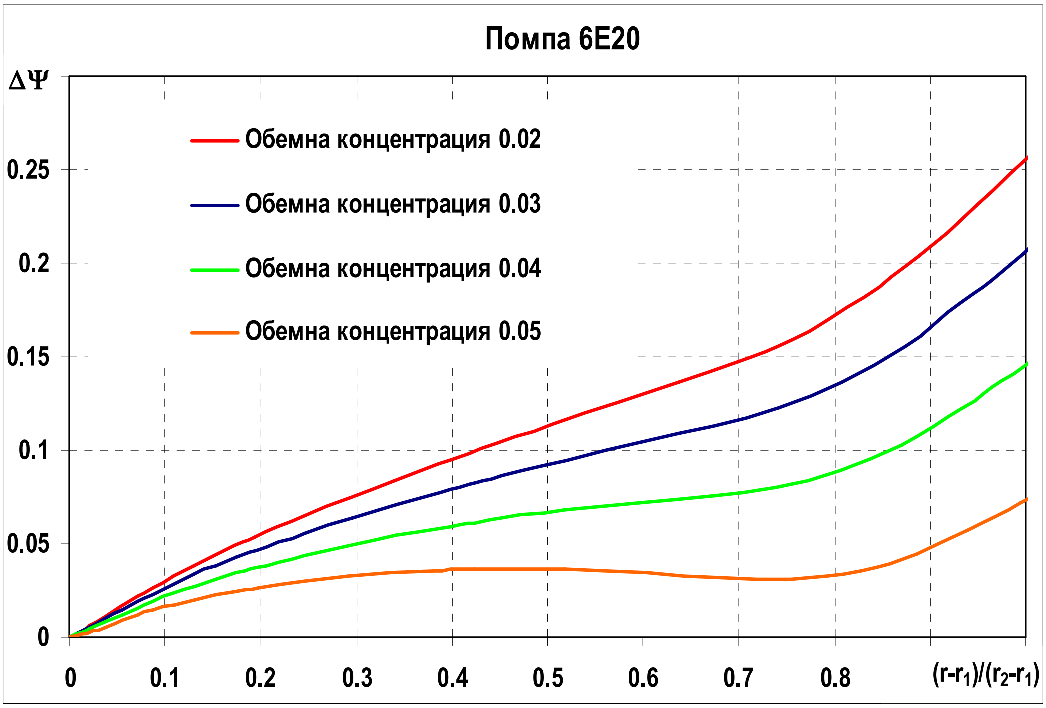
Фиг. 4.19 Зависимост на отношението w_G/w_L от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа на помпа 6Е32 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0525 mm; коефициентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)



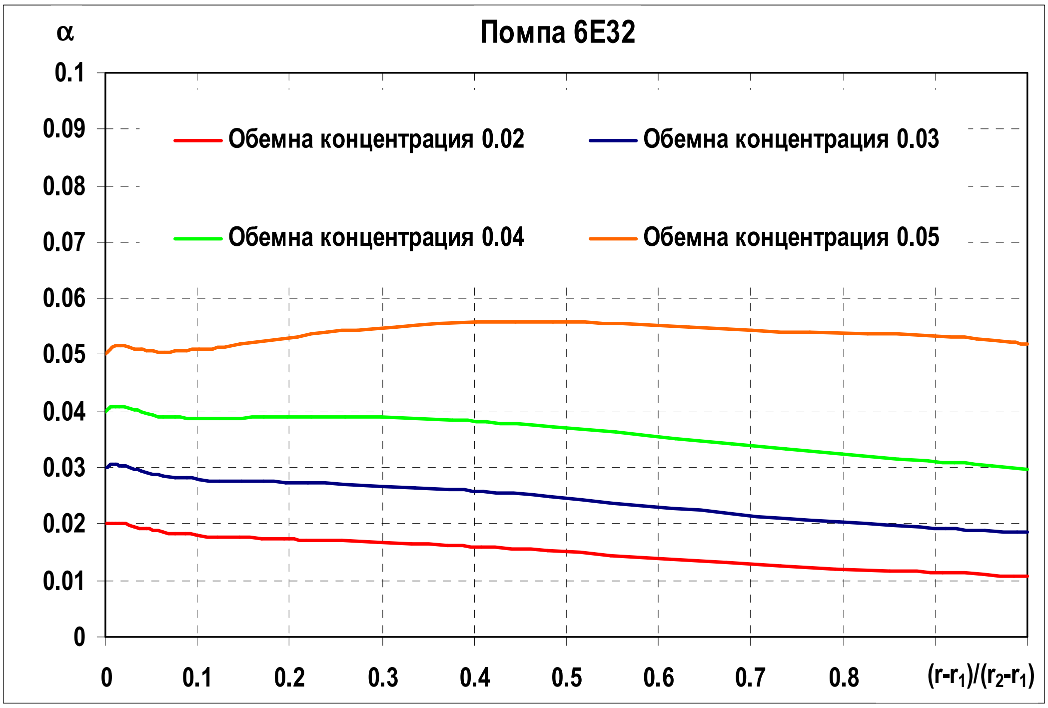
Фиг. 4.20 Зависимост на отношението w_G/w_L от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа на помпа 6Е20 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0525 mm; коефициентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)



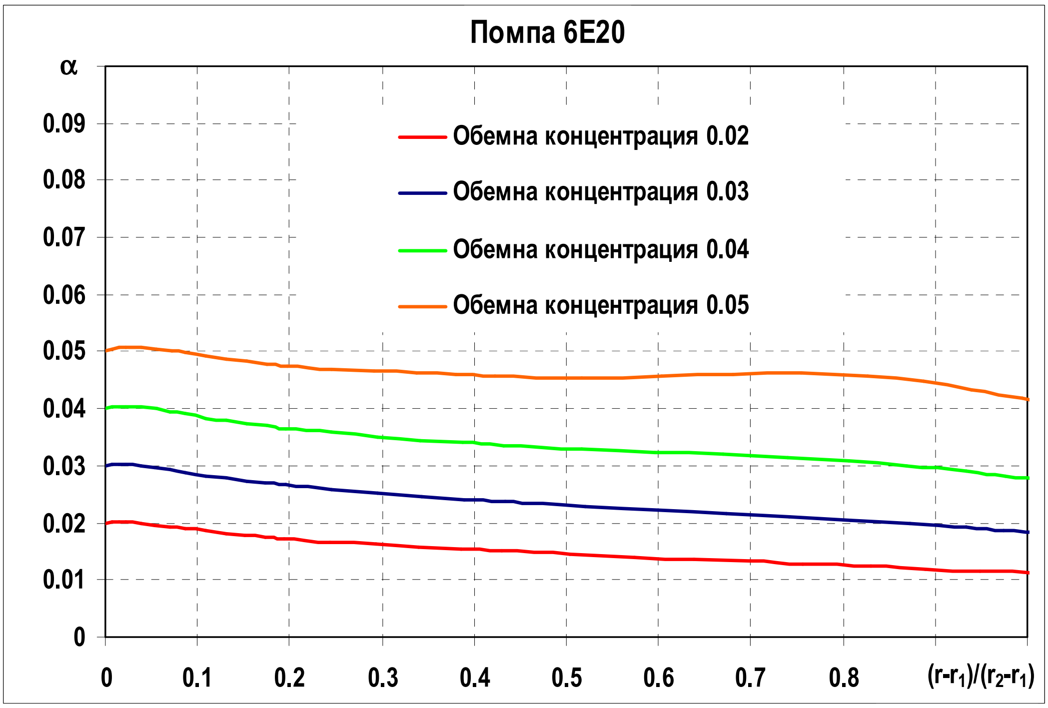
Фиг. 4.21 Зависимост на коефициента на налягане от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа на помпа 6Е32 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0525 mm; коефициентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)



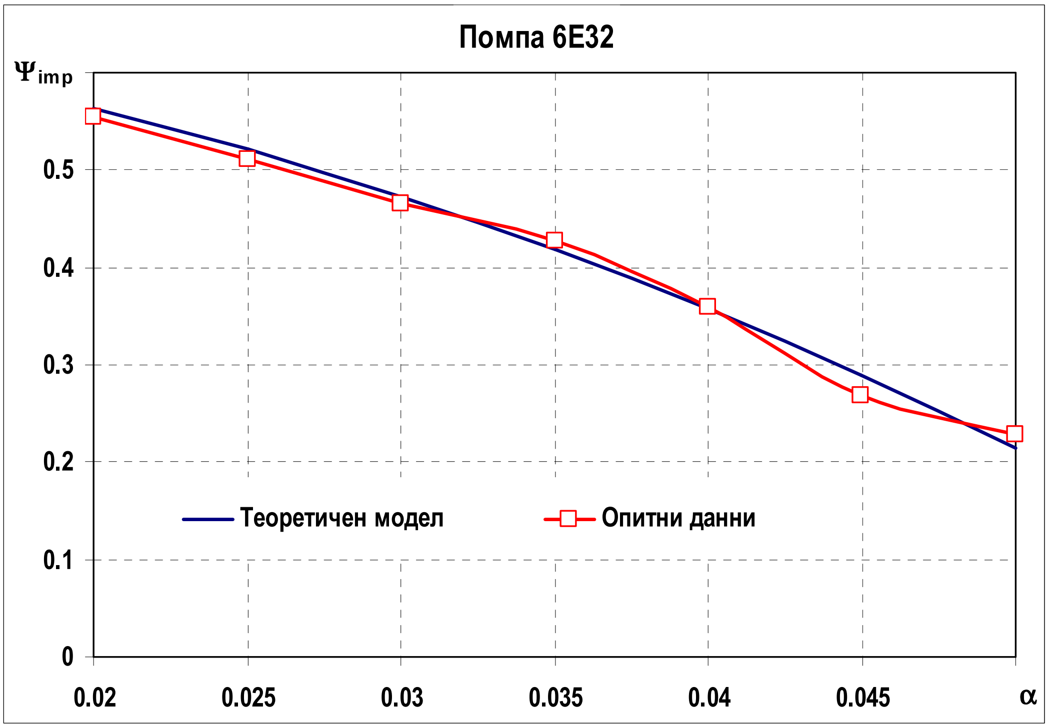
Фиг. 4.22 Зависимост на коефициента на налягане от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа на помпа 6Е20 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0455 mm; коефициентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)



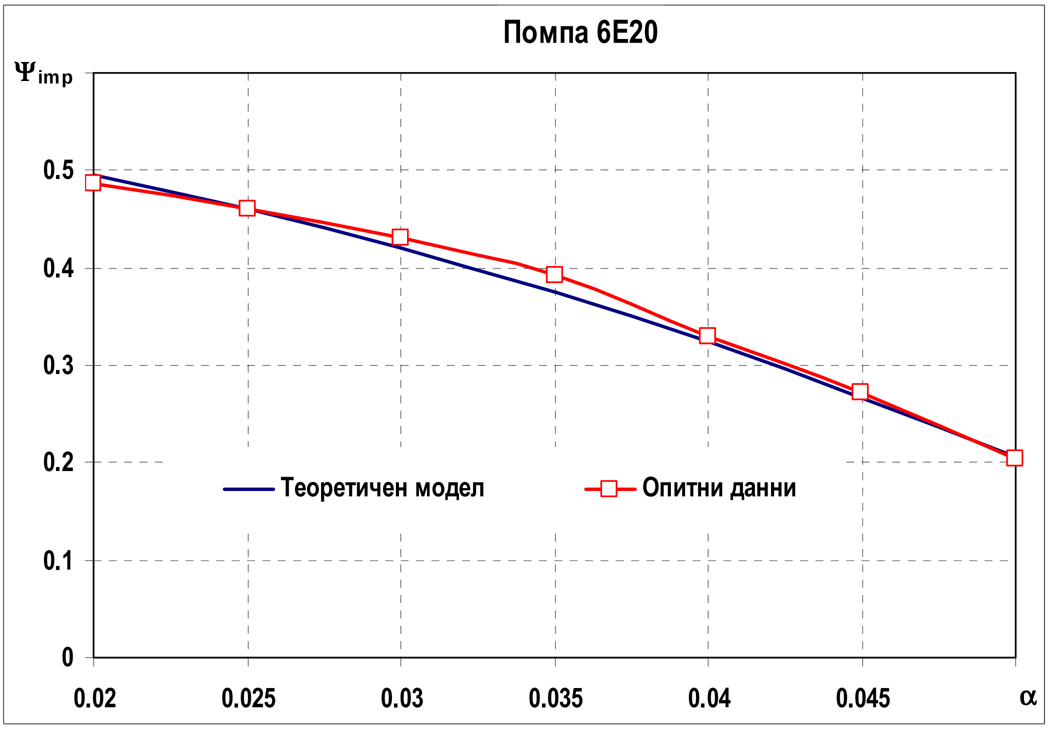
Фиг. 4.23 Зависимост на обемната концентрация от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа на помпа 6E32 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0525 mm; коефицииентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)



Фиг. 4.24 Зависимост на обемната концентрация от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация при входа на помпа 6E20 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0455 mm; коефицииентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)



Фиг. 4.25 Напор на работното колело в зависимост от обемната концентрация при входа на помпа 6E32 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0525 mm; коефициентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)



Фиг. 4.26 Напор на работното колело в зависимост от обемната концентрация при входа на помпа 6E20 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0455 mm; коефициентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)

Прави впечатление доброто съвпадение между резултатите от модела и опитните данни.

Проверката за адекватност на полученият математичен модел е извършена чрез F - критерия на Фишер по израза [21;22]:

(4.99) $$F_0 = \frac{S_{\overline{Y}}^2}{S_{ост}^2},$$

където:

$$S_{\overline{Y}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{N}\left(y_i - \overline{Y}\right)^2}{N-1}$$ е коригираната дисперсия на параметъра Y (коефициент на напора на работното колело) спрямо неговата обща средноаретметична стойност $\overline{Y}$;

$$S_{ост}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{N}\left(y_i - \hat{y}_i\right)^2}{N-l'}$$ е остатъчна дисперсия на модела.

N е брой на опитните точки;

l' - брой на коефициентите в модела.

За помпа 6Е32 $F_0 = 97{,}18$.

За помпа 6Е20 $F_0 = 86{,}83$.

Критичната стойност на F - критерия при ниво на значимост $\alpha = 0{,}05$ и степени на свобода $k_1 = 6$ и $k_2 = 4$ е [21;22] $F_{0,05;6;4} = 15{,}21$.

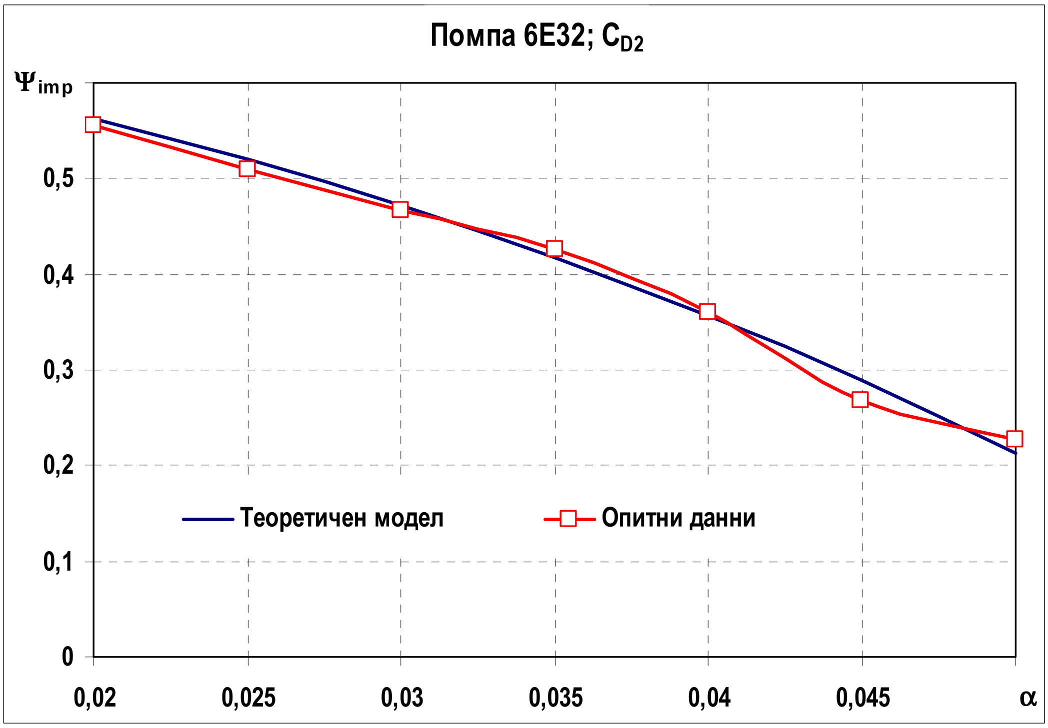
Както се вижда и при двете помпи $F_0 > F_{кр}$, което означава,че полученият модел добре описва опитните данни.

Друг критерий за пригодността на модела е коефициентът на детерминация R^2, дефиниран в 3.5. Стойността на R^2 за двете помпи, пресметнат по (3.67) е $R^2 = 0{,}999$.

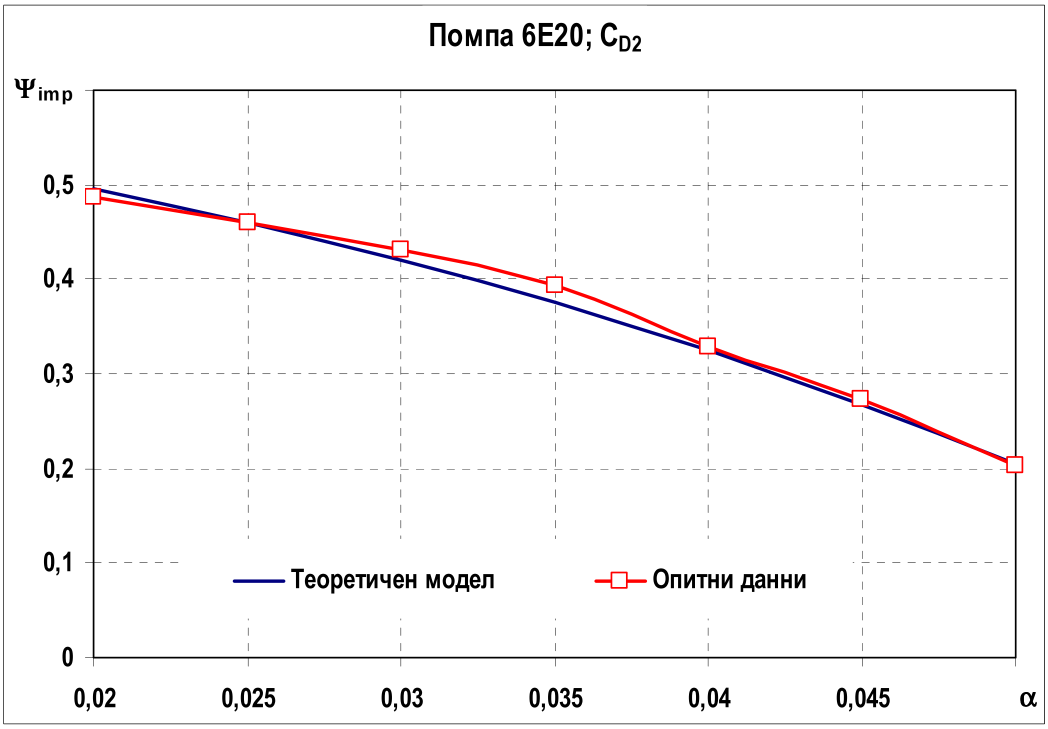
За проверка на влиянието на коефициента на хидродинамично съпротивление C_D е проведен числен експеримент със стойности на C_D, пресметнат по формули (3.20) и (3.25). С C_{D2} е означен коефициентът на хидродинамично съпротивление, пресметнат по формула (3.25), а с C_{D3} - по (3.20). Резултатите от експеримента с двете помпи са показани на фиг. 4.27 - фиг. 4.30. От фигурите се вижда добро съвпадение на резултатите от числения модел с опитните данни. Адекватността на моделите получени след използване C_{D2} и C_{D3} е проверена с помощта на критерия на Фишер F_0 и коефициента на детерминация R^2. Резултатите показват, че след използване на C_{D2} и C_{D3} в комбинация с получените коефициенти C_1, C_2 и C_3 се получават адекватни модели.

За да се провери до колко първоначалният радиус на газовия мехур R_{b1} оказва влияние върху резултатите от съставеният математичен модел е проведен числен експеримент с $R_{b1} = 0{,}15\ mm$ и C_{D1}, пресметнат по формула (3.24) и коефициентите C_1, C_2 и C_3. Резултатите, получени за двете изследвани помпи са показани на фиг. 4.31 и фиг. 4.32. От фигурите се вижда известна разлика между стойностите, плучени с помощта на модела и опитните данни. Проверката за адекватност показва, че моделите, приложени за двете помпи след използване на първоначален радиус на газовия мехур $R_{b1} = 0{,}15\ mm$, са адекватни.

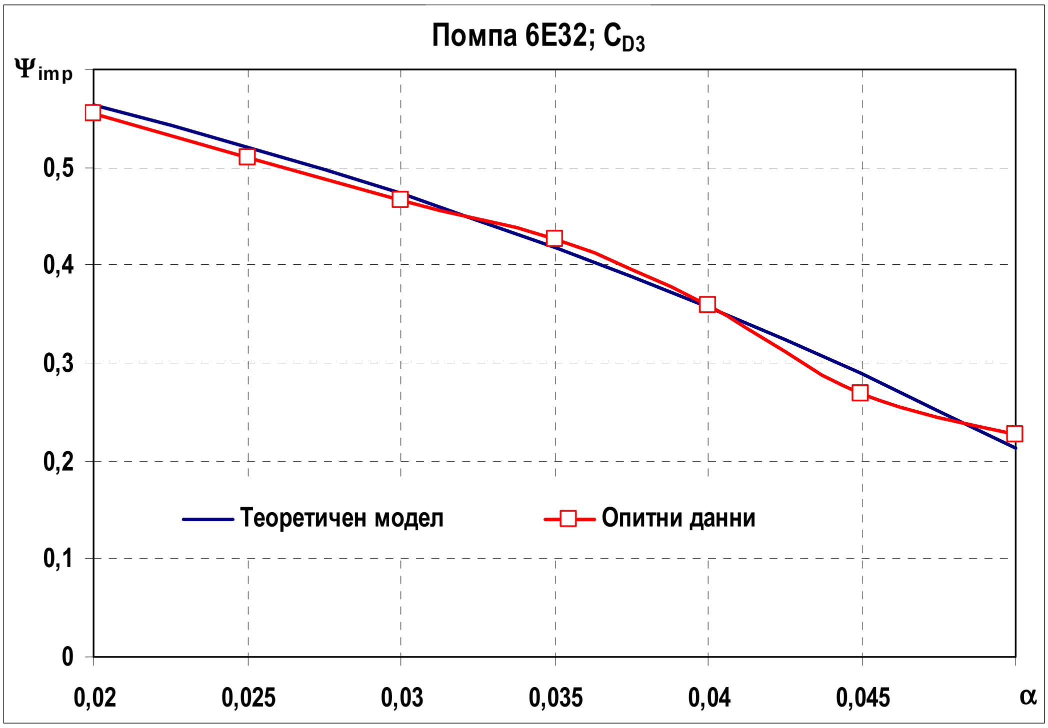
В заключение може да се отбележи, че от изследваните коефициенти най-голямо влияние върху резултатите от математичния модел има нововъведеният R_{imp}, отчитащ всички загуби в работното колело при работа на помпата с двуфазна водо-въздушна смес. По-незначително е влиянието на първоначалния радиус на газовия мехур R_{b1} и на коефициента на хидродинамично съпротивление C_D, пресметнат по формули (3.20), (3.24) и (3.25).



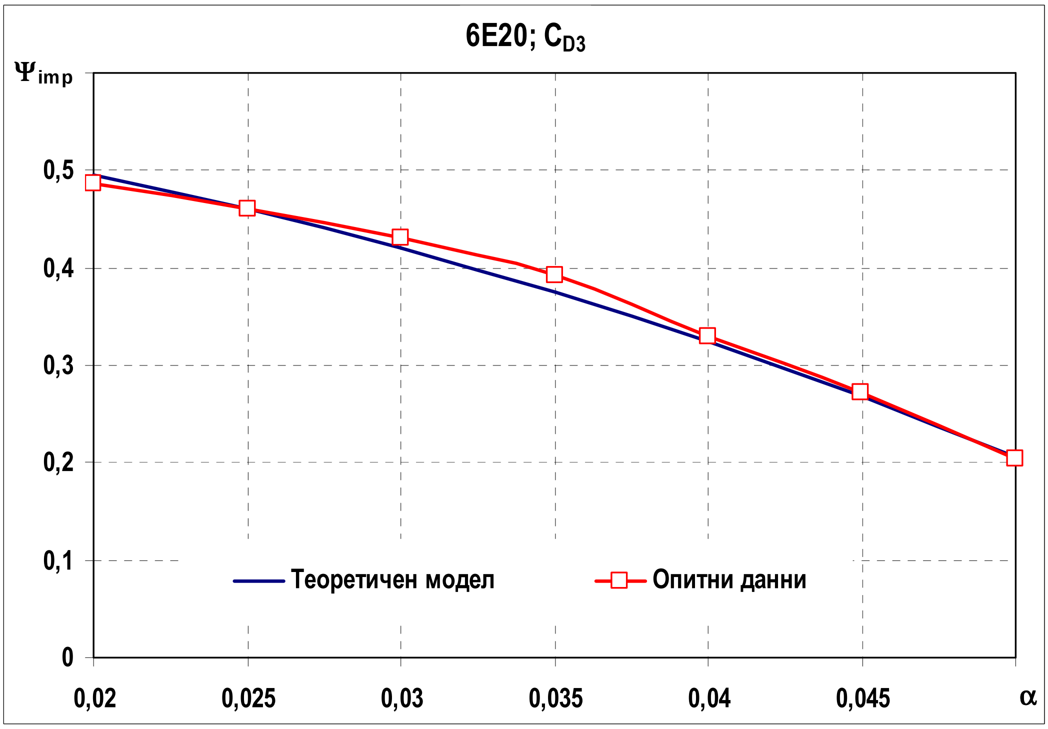
Фиг. 4.27 Напор на работното колело в зависимост от обемната концентрация при входа на помпа 6Е32 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0525 mm; коефицииентът C_{D2}, е пресметнат по формула 3.25)



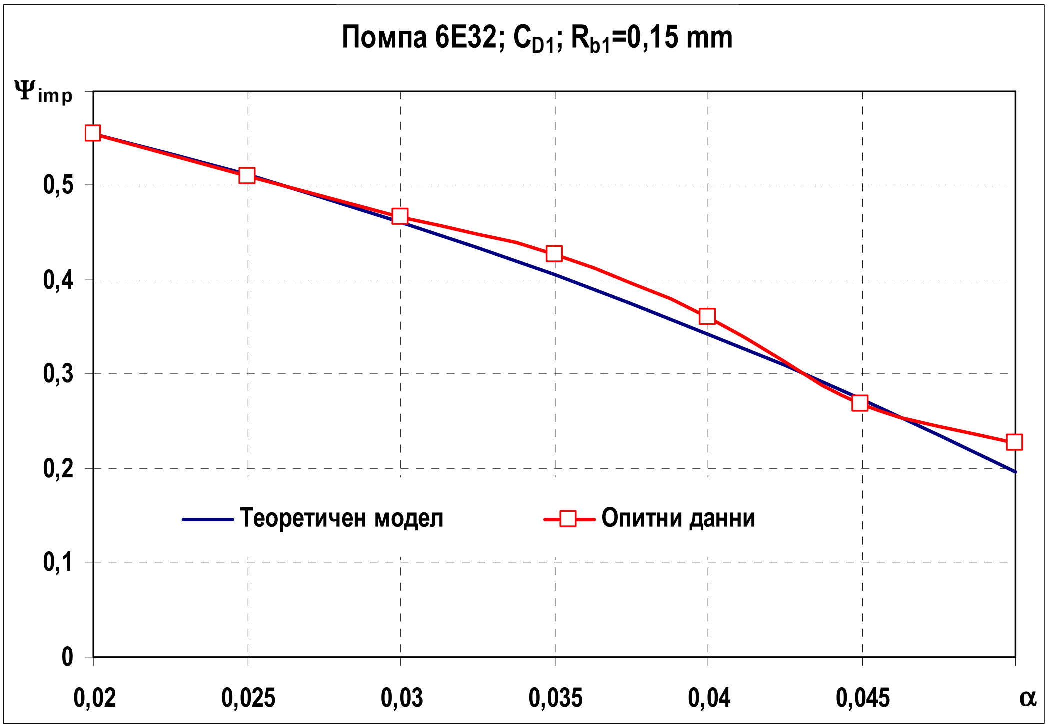
Фиг. 4.28 Напор на работното колело в зависимост от обемната концентрация при входа на помпа 6Е20 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0455 mm; коефицииентът C_{D2}, е пресметнат по формула 3.25)



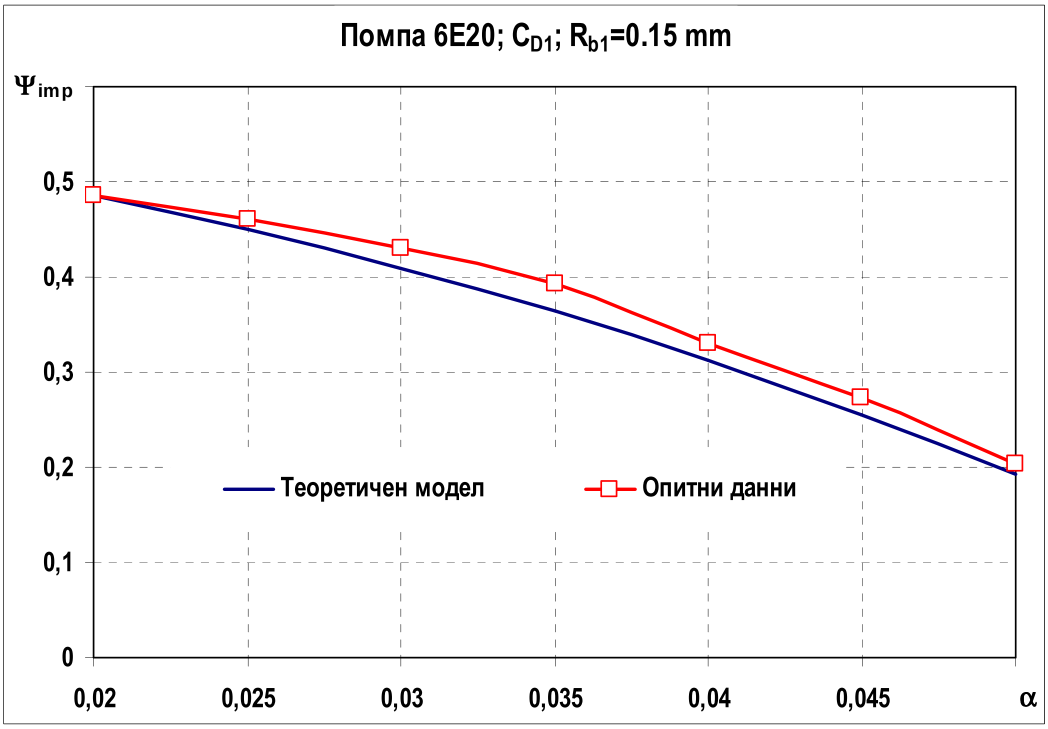
Фиг. 4.29 Напор на работното колело в зависимост от обемната концентрация при входа на помпа 6Е32 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0525 mm; коефициентът C_{D3}, е пресметнат по формула 3.20)



Фиг. 4.30 Напор на работното колело в зависимост от обемната концентрация при входа на помпа 6Е20 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.0455 mm; коефициентът C_{D3}, е пресметнат по формула 3.20)



Фиг. 4.31 Напор на работното колело в зависимост от обемната концентрация при входа на помпа 6Е32 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.15 mm; коефицииентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)



Фиг. 4.32 Напор на работното колело в зависимост от обемната концентрация при входа на помпа 6Е326Е20 (началният радиус на мехура е R_{b1}=0.15 mm; коефицииентът C_{D1}, е пресметнат по формула 3.24)

5.Глава ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основните моменти при разработване на дисертацията са:

1. Съставен е математичен модел за пресмятане на показателите на центробежни помпи с общо предназначение при работа с двуфазна смес от вода и въздух, като уравненията на модела са доведени до диференциално-алгебрична система (3.54).

2. За отчитане на геометрията на работното колело са получени регресионни уравнения описващи функциите, свързани с размери на междулопатъчния канал, което дава възможност за използване на стандартни програмни продукти за числено решаване на модела.

3. Чрез използване на подходяща числена процедура за решаване на диференциално-алгебричната система на модела е съставена програма в средата на MATLAB.за решаването й.

4. За отчитане на загубите от триене, внезапно разширение и смесване, както и фактори, които не са отчетени в теоретичния модел, е модифициран коефициентът R_f от уравнение (3.9)

5. Разработена е методика и съответна универсална опитна уредба за провеждане на балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес с и без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата.

6. Получени са резултати за влиянието на разтворимостта на въздуха във водата върху показателите на помпите при работа с двуфазна водо-въздушна смес.

7. На базата на получените опитни резултати за центробежни помпи 6Е32 и 6Е20 е определен коефициентът им $R_{imp} = C_1 + C_2 \cdot \alpha^{C_3}$, отчитащ влиянието на обемната концентрация α_1 при входа на работното колело върху загубите на енергия.

В резултат на извършената работа могат да се направят следните основни изводи:

1.При обемна концентрация на въздуха до $\alpha_1 = 0{,}02$ не се наблюдават съществени промени в показателите на помпите при работа с водо-въздушна смес. В диапазона $\alpha_1 = 0{,}02..0{,}05$ влиянието е съществено. При $\alpha_1 = 0{,}05$ напорът на работното колело на помпа 6Е32 намалява с 64 % от стойността си при $\alpha_1 = 0$, а к.п.д. с 58 %. При помпа 6Е20 напорът на работното колело намалява с 60 %, а к.п.д. с 54 % спрямо стойностите им при $\alpha_1 = 0$. Малко по-добри показатели при работа с водо-въздушна смес се наблюдават при помпата с по-висока n_s поради по-голямата относителна ширина на канала.

2.Критичната стойност на обемната концентрация на газовата фаза при входа за двете изследвани помпи е $\alpha_{cr} = 0{,}05$.

3.Основно влияние върху хидравличните загуби в центробежна помпа при работа водо-въздушна смес с различна обемна концентрация α_1 имат загубите в работното колело. Загубите в спиралното тяло остават почти постоянни.

4.Разтворимостта на въздуха във водата не оказва съществено влияние върху показателите на помпите при работа с водо-въздушна смес.

5.От коефициентите на модела, най-съществено влияние оказва модифицираният коефициент R_{imp}, отчитащ загубите от триене, от внезапно разширение на изхода, от хомогенизиране на сместа, както и факторите, които не се отчитат от уравненията на математичния модел.

6.Съставеният математичен модел за изследване показателите на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес дава добро съвпадение с получените опитни резултати.

Научно-приложни приноси:

1.Съставен е математичен модел за пресмятане на показателите на центробежни помпи с общо предназначение при работа с двуфазна смес от вода и въздух, който показва добро съвпадение с опитните резултати.

2.Установена е степента на влияние на обемната концентрация α_1 върху показателите на изследваните центробежни помпи и е получена критичната й стойност $\alpha_{cr} = 0,05$.

Приложни приноси:

1. Разработена е методика за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес с и без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата.

2.Въведен е модифициран коефициент $R_{imp} = C_1 + C_2 \cdot \alpha^{C_3}$, отчитащ загубите от триене, от внезапно разширение на изхода, от хомогенизиране на сместа, както и факторите, които не се отчитат от уравненията на математичния модел.

3.Определени са стойностите на коефициентите C_1, C_2 и C_3 за произвежданите у нас помпи 6Е32 и 6Е20. За помпа 6Е32: $C_1 = 0,535$, $C_2 = 1175,216$, $C_3 = 1,65$. За помпа 6Е20: $C_1 = 0,496$, $C_2 = 4850,614$, $C_3 = 1,65$.

Списък на публикациите по дисертацията

1. Klimentov K., Analysis of results from balance investigations of centrifugal pumps 6E20 and 6E32 with air-water two-phase flow performance, Annals of Faculty Engineering Hunedoara, Tome VIII(year 2010), Fascicule 1, (ISSN 1584 – 2665), p.p. 163-166.
2. Климентов К., Методика за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес, Енергетика, бр. 4’ 2006, стр. 55-59.
3. Климентов К., Влияние на разтворимостта на въздуха във водата върху разпределението на енергията на центробежна помпа 6Е32 при работа с водо-въздушна смес, Научни трудове на Русенския университет, Том 47, серия 1.2, 2008 г. стр.8-12.
4. Климентов К., Баланс на мощността на центробежна помпа 6Е20 при работа с вода и водо-въздушна смес, Научни трудове на Русенския университет, Том 45, серия 1, 2006 г. стр.215-220.
5. Климентов К., П. Русев, К. Тужаров, И. Желева, Анализ на теоретични модели за изследване на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес, Механика на машините, бр. 79, 2008 г.

Литература

[1] Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. Москва “Наука”, 1984г.

[2] Андонов К., А.Кръстева, Д. Иванов, Б. Ботев. Относно енергийната ефективност при помпените агрегати. // Механиз. на земеделието, 2004, № 9, с.2-4.

[3] Антонов И. С. Моделиране на двуфазни турбулентни струи. Дисертация за д.т.н. София, 1995 г.

[4] Вайнштейн П. Б., О. Ганиев, И. Желева, Н. Хабеев, Исследование осесимметрического течения вязкой жидкости с пузырками газа в цилиндрической трубе кругового сечения, БАН, Теоретична и приложна механика, София, 1990, год XXI, №2л

[5] Вайнштейн П. Б., О. Ганиев, И. Желева, Н. Хабеев, Траектории пузырков при движении в вязкой жидкости, Вестн. Моск. Ун-та. Сер.I, Математика, Механика. 1990. №2л

[6] Гужгулов Г., П. Русев, Баланс на мощността в многостъпална помпа, ВИММЕС, Научни трудове т.XVI, серия 2, Тракторно и селскостопанско машиностроене, Русе 1974 г

[7] Гужгулов Г., П. Русев, Баланс на мощността и разпределение на хидравличните загуби в центробежна помпа 80М10, ВИММЕС, Научни трудове т.XVI, серия 2, Тракторно и селскостопанско машиностроене, Русе 1974 г

[8] Желева И., Винтово течение на идеален флуид в тръба с променливо сечение, БАН, Математика и математическо образование, София, 1984, април 6-9

[9] Желева И., Винтовое течение дисперсной смеси в трубе переменного радиуса, БАН, Механиака, Пети конгрес, София, 1985.

[10] Желева, Ив. Числени и асимптотични изследвания на винтови течения на дисперсни смеси; Дисертация за к.т.н., София, 1984

[11] Иванов Н.П. Метод исключения потер мощности на трение в подшипниках качения. Труды ЛПИ, 1961г.

[12] Иванова Д., К. Андонов,А. Кръстева, Н.Вълов. Модел за определяне на енергийно-ефективната граница при дроселно и честотно регулиране дебита на помпените агрегати. // Селскостоп.техника, 2006, № 1.

[13] Климентов Кл., Г. Попов, П. Русев. Регулиране дебита на центробежни помпи чрез подаване на въздух в смукателния тръбопровод. Научни трудове на РУ, Том 40, серия 4.2., Руссе, 2003 г.

[14] Колесниченко А. В., М. Я. Маров. Турбулентность многокомпонентных сред. Москва. "Наука". 1999.

[15] Кремплевский П.П. Измерение расхода многоазных потоков, Ленинград, Машиностроение, 1982 г.

[16] Кръстева А., К. Андонов, К, Ениманев, Г. Попов. Изследване на влиянието на режима на регулиране при помпени агрегати върху ефективното използване на електрическа енергия. //Селскостоп.техника, 2004, № 4, с.18-22.

[17] Кутателадзе С. С., В. Е. Накоряков., Тепломассообмен и волны в газожидкостных системах. Издателство "Наука", Новосибирск, 1984.

[18] Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем, М., Энергия,1976г.

[19] Лазаров М. А., Изследване движението на твърди частици в работното пространство на центробежни помпи за хидросмес. Дисертация за получаване на научната степен "Кандидат на техническите науки". София – 1986г.

[20] Мамаев В. А., Гидродинамика газо-жидкостных смесей в трубах. Издателство “Недра” Москва 1969.

[21] Митков А.Л., Д. Минков., Статистически методи за изследване и оптимизиране на селскостопанска техника. Част 1. Земиздат. 1989.

[22] Митков А.Л., Д. Минков., Статистически методи за изследване и оптимизиране на селскостопанска техника. Част 2. Земиздат. 1993.

[23] Накоряков В. Е., Б. Г. Покусарев, И. Р. Шрейбер, Волновая динамика газо- и парожидкостны сред. Москва, Энергоатомиздат, 1990.

[24] Нигматулин Р. И., Динамика многофазных сред. Част 1. Москва. “Наука”. 1987

[25] Нигматулин Р. И., Динамика многофазных сред. Част 2. Москва. “Наука”. 1987

[26] Петров В. И. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. “Машиностроение” М, 1982

[27] Петров П. Р., Изследване влиянието на направляващия и обратния апарати върху работата на многостъпална центробежна помпа. Диссертация за получаване на научна степен «Кандидат на техническите науки». Руссе – 1983г.

[28] Попов Г. Изследване на енергетичните характеристики на пластинкови помпи при работа с вода и водни разтвори. Дисертация за получаване на научно-образователна степен “Доктор”. Русе - 2002г.

[29] Попов Г., Кл. Климентов, Кр. Тужаров, М, Михайлов. Определяне на енергийноефективните режими при паралелна работа на центробежни помпи. Сп. “Енергетика”, 6-7’ 2009 г.

[30] Пушенко Я.В. Изследование влияния разтвореного воздуха на основные параметры центробежных насосов, Автореферат на дисертация, Одеса, 1972г.

[31] Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Москва, 1960г.

[32] Руднев С.С., Баланс енергии в центробежном насосе, Химическое машиностроение, No. 3, 1938.

[33] Ситенков В. Т., Теория и разчет двухфазных систем. Нижневратовск 2006.

[34] Терзиев А. К.,Числено моделиране на двуфазни течения с променлива плътност. Дисертация за получаване на научно-образователна степен “Доктор”. София – 2007.

[35] Чакъров Т., П. Русев. Метод за числено определяне на хидравличните загуби в направляващия и обратния апарати на многостъпална центробежна помпа. Селскостопанска техника, год.XXI, №7, 1984г.

[36] Яременко О.В. Испытания насосов. Машиностроение, М., 1976г.

[37] Alke A., D. Bothe, Direct numerical simulation of bubble dynamics and transfer processes in pure and contaminated systems. 6th International Conference on CFD in the Oil and Gas, Metalurgical & Process Industries SINTEF/NTNU Trondheim, Norway, 10-12 June 2008.

[38] Ayed H., Analyse experimentale et modelisation du transfert de matiere et du mélange dans une couche cisaillee a bulles. These presentee pour obtenir les titres de DOCTEUR DE L’INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TOULUSE. 26 Fevrier 2007.

[39] Balasubramaniam R., Two-phase flow modeling: Summary of regimes and pressure drop correlations reduced and partial gravity.

National Center for Space Exploration Research, Cleveland, Ohio. NASA/CR-2006.

[40] Baur T., J. Kongeter, R. Leucker. Effects of dissolved gas on cavitation inceotion in free surface flows. Third International Symposium on Cavitation, Grenoble, France, April 1998.

[41] Bothe D. et al., Direct numerical computation of the lift force acting on single bubbles. 6th International Conference of Multiphase Flow, ICMF 2007, Leipzig, Germany, July 9-13, 2007.

[42] Bove S., Computational fluid dynamics of gas-liquid flow including bubble population balances. PhD thesis, Esbjerg, Denmark, April 2005.

[43] Brennen C. E., Fundamentals of multiphase flows. California Institute of technology, December 2008.

[44] Carroll J. A., Multivariate production systems optimization. A report of Stanford University, 1990.

[45] Crowe C. T., Multiphase flow handbook. Taylor & Francis Group 2006.

[46] D'Agostino L., Rotodynamic fluid forces on whirling and cavitating radial impellers. Fifth International Symposium on Cavitation, Osaka, Japan, November 1-4, 2003.

[47] Department of the Environment, Transport and the Regions. Energy savings in industrial water pumping system. UK, 1998.

[48] Diaz S. M., Medida experimental de la concentracion de area interfacial en flujos bifasicos finamente disperses y en trnsicion, Tesis doctoral, Valencia, 9 de septembre de 2008.

[49] Dijkhuizen W. et al., Direct numerical simulation of the drag force in bubble swarms. 6th International Conference of Multiphase Flow, ICMF 2007, Leipzig, Germany, July 9-13, 2007.

[50] Frank Th. et al., Investigation of three-dimensional upward and downward directed gas-liquid two-phase bubbly flows in a 180^o – bent

tube. Workshop on Two-Phase Flow Prediction Merseburg, Germany, April 5-8, 2005.

[51] Frobenius M., G. Koshyna et al., Numerical and experimental investigation of caviting flow in a centrifugal pump impeller. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting, Monreal 2002. Paper No 31006.

[52] Fukaya M. et al., Prediction of cavitation performance of axial flow pump by using numerical caviting flow simulation with bubbly flow model. Fifth International Symposium on Cavitation, Osaka, Japan, November 1-4, 2003.

[53] Furukawa A. T. Togoe, Fundamental studies on a tandem bladed impeller of gas/liquid two-phase flow centrifugal pump, Memoirs of Faculty of Engineering, Kyushu Univercity, Vol.48, No.4, 1988.

[54] Ghajar A. J., Two-phase heat transfer in gas-liquid non-boiling pipe flows. 3th International Conference ot Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 21-24 June 2004, Cape Town, South Africa, Paper number: K2

[55] Gulich J. F. et al., Effect of Reynolds-number and surface roughness on the efficiency of centrifugal pumps. ASME Journal of Fluids Engineering 125 (2003) 4, 670-679

[56] Gulich J. F., Centrifugal pumps. Springer, 2008.

[57] Handbook of multiphase flow metering. The Norwegian Society for Oil and Gas Measurement. The Norwegian Society of Chartered Technical and Scientific Professionals. March 2005.

[58] Hill D. P., The computer simulation of dispersed two-phase flows. Thesis submitted for the degree of Doctor of Phylosophy of the University of London. July 1998.

[59] ISO 9906: 1999(E) “Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1 and 2.

[60] Kiro M. et al., Particle transport in EM driven liquid metal flows. International Scientific Colloquium, Hannover, October 27-29, 2008.

[61] Kochevski A. N., Capabilities of numerical simulation of multiphase flows in centrifugal pumps using modern CFD software. Research Scientist, Department of Applied Fluid Mechanics, Sumy State University, 2004.

[62] Kolev N. I. Multiphase flow dynamic, Vol 2. Thermal and mechanical interactions, Springer, 2007.

[63] Kolev N. I. Multiphase flow dynamic, Vol 3. Turbulence, Gas Absorption and Release, Diesel Fuel Properties, Springer, 2007.

[64] Kolev N. I. Multiphase flow dynamics, Vol 1 Fundamentals. Springer. 2005.

[65] Kosmowski I., Auslegung von kreiselpumpen fur die forderung von flussigkeits-gas-gemischen. Maschinenbautechnik, Berlin 38, 1989.

[66] Kosyna G., S. Priyatna, J. Friedrichs, Improved understanding of two-phase flow phenomena based on unsteady blade pressure measurements, Journal of Computation and Applied Mechanics, Vol. 2, No. 1., 2001.

[67] Кrasteva A., K.Andonov, K. Enimanev, G. Popov. Energy efficiency of pump devices at the standard level.

[68] Laurien E., J. Niemann., Determination of the virtual mass coefficient for dense bubbly flows by direct numerical simulation. 5th International Conference on Multiphase Flow, ICMF’04, Yokohama, Japan, May 30 – June 4, 2004. Paper No 386.

[69] Lee S., H. J. Kim., Prediction of reactor coolant pump performance under two-phase flow conditions. Journal of the Korean Nuclear Society, Vol 26, No 2, June 1994.

[70] Maliska C. R., Interface forces calculation for multiphase flow simulation., 1 Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Multifásico Líquido-Gás Florianópolis, 28-29 de Abril de 2008.

[71] Mandal S. N., S. K. Das, Gas-liquid through coils. University of Calcutta, India, Paper 841

[72] Minemura K., M. Murakami, Characteristics of centrifugal pumps handing air-water mixtures and size fa air bubbles in pump impellers, Bulletin of JASME, Vol 28, № 244, October 1985.

[73] Minemura K., T. Uchiyama, Experimental inestigation on bubbly flows in a straight channel rotated around an axis perpendicular to the channel, Journal of Multiphase flow, Vol. 19, No. 3, 1993.

[74] Minemura K., T. Uchiyama, Flow of cavitation bubbles in a centrifugal pump impeller. JSME, Series II, Vol. 31, №1, 1998.

[75] Minemura K., T. Uchiyama, Prediction of air-water two-phase flow performance of a centrifugal pump based on one dimensional two-fluid model, Journal of Fluids Engineering, Vol. 120, 1998.

[76] Minemura K., T. Uchiyama, Prediction of pump performance under air-water two-phase flow based on a bubbly flow model, Journal of Fluids Engineering, Vol. 115, 1993.

[77] Minemura K., T. Uchiyama, Three-dimensional calculation of air-water two-phase flow in centrifugal pump based on a bubbly flow model, Journal of Fluids Engineering, Vol. 115, 1993.

[78] Minemura K., T. Uchiyama, Three-dimensional calculation of air-water two-phase flow in centrifugal pump based on a bubbly flow model with fixed cavity, JSME, Vol. 37, No. 4, 1994.

[79] Okawa T. et al., Numerical impelementation of interfacial drag force for one-dimensional, two-way bubble tracking method. Journal of nuclear science and technology, Vol. 37 No 4, p. 387-396. April 2000.

[80] Oliveira P. J., R. I. Issa, Numerical aspects of an algorithm for the Eulerian simulation of two-phase flows. INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERICAL METHODS IN FLUIDS, 2003, 43:1177–1198.

[81] Omgba-Essama C., Numerical Modelling of Transient Gas-Liquid Flows (Application to Stratified & Slug Flow Regimes). PhD Thesis, Cranfield University 2004.

[82] Poullikas A. Compressibility and condensation effects when pumping gas-liquid mixtures, Fluid Dynamics Research 25, 1999.

[83] Poullikas A. Efects of two phase liquid-gas flow on the performance of nuclear reactor cooling pumps, Progress in Nuclear energy, Vol 42, No. 2, 2003.

[84] Poullikas A. Two phase flow performance of nuclear reactor cooling pumps, Progress in Nuclear energy, Vol 36, No. 2, 2000.

[85] Sachdeva R., Multiphase flow through centrifugal pump. University of Tulsa, 1992.

[86] Schied S., Improved model for homogeneous bubbly flow. University of Bremen, Institute of Environmental Process Engineering, 2002.

[87] Shirai H., H. Ninokata, Prediction of the equilibrium two-phase flow distributions in inter-connected subchannel system, Journal of nuclear science and technology, Vol. 38. № 6. p. 379-387 (June 2001).

[88] Soo L. S. Fluid dynamics of multiphase systems. University of Illinois, Urbana, 1971.

[89] Stevanović V. et al., Multi-Fluid Model Predictions of Gas-Liquid Two-Phase Flows in Vertical Tubes. FME Transactions (2007) 35, 173-181.

[90] Tomiyama A. et al., Transverse migration of single bubbles in simple shear flows. Chemical Engineering Sciense 57 (2002) 1849-1858.

[91] Tomiyama A., Single bubbles in stagnant liquids and in linear shear flows. Graduate School of Science & Tech., Kobe University, Rokkodai, Nada, Kobe, 657-8501, Japan.

[92] Uchiyama T. Numerical simulation of cavitating flow using the upstream finite element method. Applied Mathematical Modelling 22(1998) 235-250.

[93] Uchiyama T. Numerical study on the propulsive performance of a wiggling blade in bubbly flow. JMES 2002.

[94] Uchiyama T., Numerical prediction of bubbly flow around an oscillating hydrofoil by incompressible two-fluid model. International Journal of Rotating Machinery, 8(4); 295-304, 2004.

[95] Uchiyama T.,T. Degawa, Vortex Simulation of the Bubbly Flow around a Hydrofoil. International Journal of Rotating Machinery, Volume 2007, Article ID 72697, 9 pages.

[96] Van Esch B. P. M., Simulation of three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps. Febodruk, Enschede 1997.

[97] Van Nierop E. A. et al., Drag and lift forces on bubbles in a rotating flow. J. Fluid Mech., Vol 571, pp.439-454. 2007.

[98] Willis G. B. One-dimensional two-phase flow. McGraw-Hill book company, 1969.

[99] Worner M., A compact introduction to the numerical modeling of multiphase flows. Forschungszentrum Karlsrue in der Helmholtz-Gemeinschaft, November 2003.

[100] Yilmaz F., M. Y. Gundoglu., Analysis of conventional drag and lift models for multiphase CFD modelling of blood flow. Korea-Australia Rheology Journal, Vol. 21, No 3, September 2009 pp. 161-173.

[101] Yu Z. et al., Extended two-fluid model applied to analysis of bubbly flow in multiphase rotodynamic pump impeller. Front. Mech. Eng. China 2009.

СЪДЪРЖАНИЕ