

УДК 534-16

МОДЕЛЬ ПАКЕТНОГО ПЬЕЗОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ С АРМИРУЮЩИМ БОЛТОМ

Мовчанюк А.В., Луговской А.Ф., Фесич В.П.

КПИ им. Игоря Сикорского, г. Киев, Украина

Аннотация: Рассмотрены основные особенности конструкции пакетного преобразователя Ланжевена. Для моделирования работы преобразователя предложено использовать метод эквивалентных четырехполюсников. Преобразователь Ланжевена будет представлен комбинацией четырехполюсников частотопонижающих накладок и армирующего болта и четырехполюсником пьезокерамики, дополненного электромеханическим трансформатором. В результате анализа граничных условий для сил и скоростей показано, что эквивалентные четырехполюсники частотопонижающих накладок и пьезокерамики должны соответствовать цепочечному соединению, а армирующего болта – смешанному. Такое соединение позволяет анализировать поведение преобразователя с учетом согласующего фильтра. Показано, что частота первого обертона будет определяться параметрами армирующего болта.

Ключевые слова: ультразвук, ультразвуковой пьезопреобразователь, схема замещения, электромеханические аналогии, граничные условия

Ультразвуковая технологическая аппаратура применяется для интенсификации химико-технологических процессов, протекающих в жидких средах [1]. Одним из основных ее узлов является электромеханический преобразователь, преобразующий электрическую энергию в энергию механических колебаний ультразвуковой частоты, которая вводится в технологическую жидкость. На сегодняшний день наибольшее распространение получили электромеханические преобразователи на основе пьезокерамики – пьезопреобразователи. Их основой является конструкция Ланжевена [2], состоящая из пьезоэлементов с двумя частотопонижающими накладками, которые стянуты в пакет с помощью армирующего болта (рис.1). Распространение данной конструкции объясняется тем, что применение армирующего болта позволяет создать в пьезокерамике предварительное сжатие. При этом пьезокерамика не работает в режиме растяжения, в котором она имеет значительно меньшую механическую прочность. Применение частотопонижающих накладок позволяет уменьшить угловую длину пьезокерамики, акустические потери в которой значительно больше акустических потерь в металле. Однако, преобразователь Ланжевена, помимо основной резонансной частоты (в преобразователе укладывается половина длины волны), будет иметь большое число побочных резонансов, вызванных различными волновыми сопротивлениями материалов накладок.

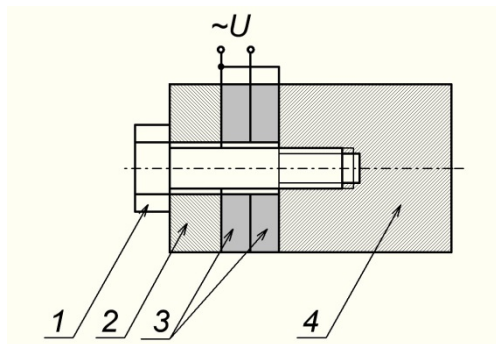


Рис.1. Конструкция пакетного преобразователя Ланжевена
(1 – армирующий болт, 2 – тыльная накладка, 3 – пьезокерамика, 4 – рабочая накладка).

Для моделирования поведения пьезопреобразователя удобно пользоваться методом электромеханических аналогий [3], в котором электрический ток принимается эквивалентным колебательной скорости, а электрическое напряжение – силе. При этом

составные части преобразователя могут быть заменены эквивалентными электрическими четырехполюсниками с Т-образной схемой замещения (рис.2а). Пьезокерамика дополняется электромеханическим трансформатором, преобразующим электрические величины в механические и наоборот (рис.2б).

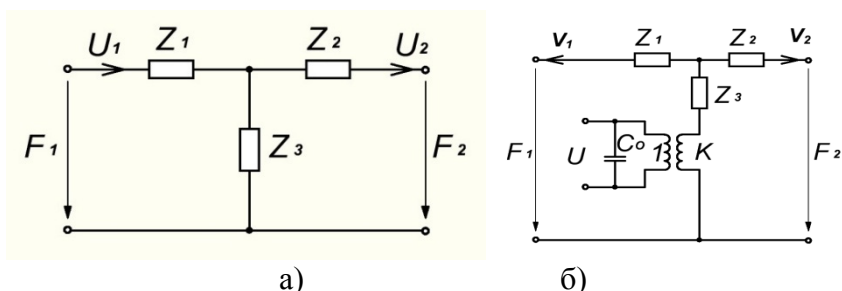


Рис.2. Эквивалентная схема частотопонижающих накладок (а) и пьезоэлемента (б)

Такой подход позволяет совместно моделировать поведение ультразвукового преобразователя и согласующего фильтра электронной системы управления [4] с применением пакетов моделирования работы электронных схем [5]. Основной проблемой является задание корректных граничных условий, соответствующих различным комбинациям включения эквивалентных четырехполюсников. Так, эквивалентные четырехполюсники частотопонижающих накладок и пьезокерамики будут соответствовать цепочечному соединению. Армирующий болт (рис.1) будет соединен с рабочей накладкой параллельно, а с тыльной – последовательно (рис.3).

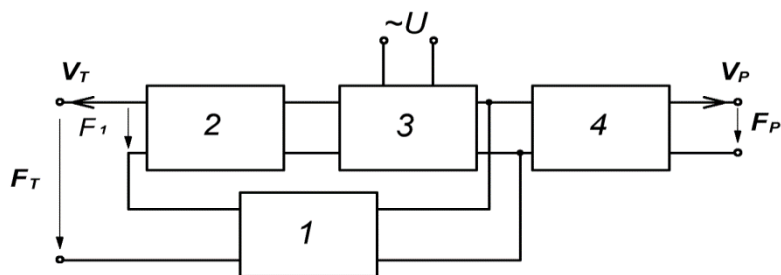


Рис.3. Эквивалентная схема преобразователя Ланжевена с учетом армирующего болта

Полученная эквивалентная схема хорошо интегрируется с современными пакетами симулирования работы электронных схем. Так было установлено, что первый обертона будет определяться длиной армирующего болта. При этом модель позволяет учитывать акустическую нагрузку и элементы схемы управления, влияющие на фазочастотные характеристики ультразвуковой технологической системы в целом.

Список литературы:

1. Gallego-Juarez J.A., Graff K.F. (2015) Introduction to power ultrasonics. Power Ultrasonics. Applications of High-Intensity Ultrasound. pp. 1– 6. DOI: 10.1016/B978-1-78242-028-6.00001-6.
2. Antonio Arnau. (2004) Piezoelectric Transducers and Applications. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. pp. 329. DOI: 10.1007/978-3-662-05361-4.
3. Radmanovic Milan D., Mancic Dragan D. (2004) Design and Modeling of the Power Ultrasonic Transducers. MPI. pp.198. ISBN 86-80135-87-9.
4. Movchanyuk A., Fesich V., Sushko I., Vistyzenko Ye. (2016) The research of L-type matching filter parameters. 2016 International Conference Radio Electronics & Info Communications, pp. 1-5. DOI: 10.1109/UkrMiCo.2016.7739596.
5. Yeong-Chin Chen, MenqJiun Wu, WeiKuo2 Liu (2007) PSPICE controlled-source models of analogous circuit for Langevin type piezoelectric transducer. Sci China-Phys Mech Astron. vol.50. no 1. pp.87 – 96. doi: 10.1007/s11433-007-0008-z.

УДК 532.53 : 629.784

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЙ ЖИДКОСТИ В ЗАМКНУТЫХ ОБЪЕМАХ С ДЕМПФИРУЮЩИМИ ПЕРЕГОРОДКАМИ

Ковалев В.А.

КПИ им. Игоря Сикорского, г. Киев, Украина

***Аннотация:** Изучение околоземного пространства в последнее время получило многочисленные практические приложения. Кроме обширных географических, геологических, метеорологических и других научных исследований космические аппараты (КА), выводимые на околоземную орбиту, позволяют установить разветвленные и быстродействующие телекоммуникации и элементы мобильной связи и т.д. В материале приводятся результаты моделирования с помощью метода конечных элементов замкнутых течений в ограниченных объемах с демпфирующими перегородками, приведены поля скоростей и вторичных течений при обтекании перегородок.*

***Ключевые слова:** демпфирующие перегородки, метод конечных элементов, математическое моделирование, замкнутый объем*

Математическое моделирование замкнутых потоков в резервуарах КА, применяемое для определения силовых воздействий со стороны жидкого топлива, например, течений вязкой жидкости в ограниченных объемах, основывается, как правило, на использовании полных уравнений Навье-Стокса, выраженных в соответствующих координатах, например, для течений в сферических резервуарах применяются сферические координаты (R, θ, φ) . С учетом граничных условий прилипания жидкости на стенках и нулевых скоростей на оси вращения резервуара [1], а также твердотельного распределения скорости в начальный момент времени течения во всем пространстве сосуда можно рассматривать нелинейную модель нестационарного распределения скоростей, давлений и круговых моментов вязкого трения жидкости о стенки и динамического воздействия на внутренние перегородки.

Важную роль в распределении поля скоростей и силовых влияний в потоке играют направляющие аппараты в виде системы жестких сплошных или проницаемых перегородок, которые способствуют более точному определению силовых воздействий на стенки и другие внутренние конструкции резервуара.

Кроме силовых влияний жидкости на плоскости перегородок, возникающие при этом вихревые и циркуляционные течения на кромках и в спутном следе образуют сложную систему вторичных течений с нелинейным распределением скорости и полей давлений, которые позволяют более точно прогнозировать эффективные компенсационные мероприятия для демпфирования возмущений со стороны жидкости.

Задачей настоящего исследования является имитационное моделирование влияния направляющих аппаратов в виде системы жестких радиальных перегородок, расположенных в характерных точках резервуара на инерционные осесимметричные течения вязкой несжимаемой жидкости [2].

Основными критериями оценки влияния перегородок на течения жидкости представляются известные и специально разработанные числа подобия, например, числа Рейнольдса, Россби, Струхалья и другие. Определение с их помощью нестационарной картины распределения скоростей непосредственно около перегородок и в свободном пространстве течения позволяет установить структуру характерных слоев движущейся жидкости в баках с различными вариантами перегородок.

Благодаря влиянию вязкого трения между слоями жидкости затухание азимутальной скорости распространяется от стенок к внутренним слоям, уменьшая, таким образом, размеры квазитвердой области. При этом, как известно, структура заторможенной области на боковых вертикальных стенках существенно отличается от особенностей формирования

пристеночного течения в верхней и донной областях сферы, где имеют место экмановские пограничные слои [3].

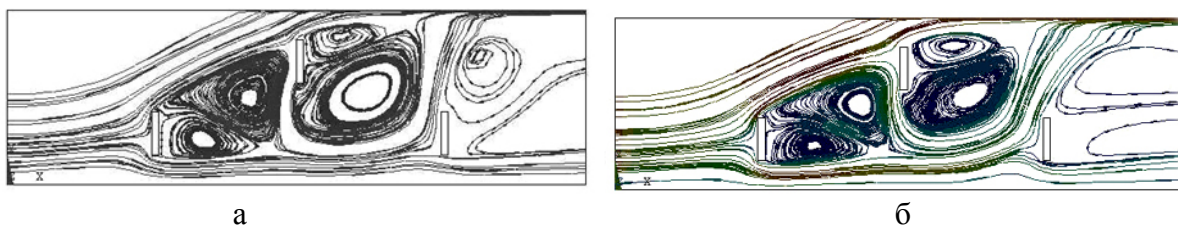


Рис.1. Структура вихрей в каскадных перегородках: а – Re=650; б – Re=810

Рассмотрим формирование течения вблизи нижней горизонтальной стенки сферы, свойства которого подобны вращению жидкости около неподвижного диска [162, 203] и приведены в Разделе 1 на рис.1.9,б. Интегральную оценку силы вязкого трения можно представить в виде

$$F_{\text{вяз}} \approx 4/3 \pi \cdot \rho \cdot \Omega^2 \cdot R^4 \quad (1)$$

Однако, около стенки азимутальные скорости малы и направленный к оси вращения радиальный градиент давления, который при твердотельном движении жидкости и сосуда был равен центробежным силам инерции, остается таким же по величине и начинает преобладать над ними, обуславливая возникновение радиального течения направленного внутрь сферы

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{u^2}{r} \quad (2)$$

Учитывая условие неразрывности течения, движущиеся к оси вращения жидкие частицы формируют восходящее течение в осевом направлении, образуя, таким образом, меридиональное течение, подобное рассмотренному Г.Шлихтингом [3].

Проведем анализ сил, влияющих на формирование инерционного осесимметричного течения в сфере. Уравнения Навье-Стокса для вращающе-гося течения можно представить в векторной форме

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \nabla u = -\frac{1}{\rho} \nabla p - \Omega \times (\Omega \times r) - 2\Omega \times u_R + \nu \nabla^2 u \quad (3)$$

где локальные и конвективные ускорения в левой части уравнения уравновешиваются слагаемыми в правой части - $\Omega \times (\Omega \times r)$ - центробежными силами инерции, $2\Omega \times u_R$ - силами Кориолиса, $\frac{1}{\rho} \nabla p$ - радиальным градиентом давления и $\nu \nabla^2 u$ - силами вязкого трения. Слагаемые, связанные с центробежной силой, могут входить в величину мнимого радиального градиента давления

$$\Omega \times (\Omega \times r) = -\nabla \left(\frac{1}{2} \Omega^2 r^2 \sin^2 \vartheta \right) = -\nabla \left[\frac{1}{2} \Omega^2 (x^2 + y^2) \right] \quad (4)$$

Таким образом, уравнение (3.18) можно записать в виде

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \nabla u = -\frac{1}{\rho} \nabla p' - 2\Omega \times u_R + \nu \nabla^2 u \quad (5)$$

где $p' = p - \frac{1}{2} \rho \Omega^2 (x^2 + y^2)$

Согласно известным выражениям [4] силы вязкого трения жидкости о стенки пропорциональны

$$F_{\text{вязкости}} \approx \frac{\rho \cdot v \cdot u \cdot R^2}{\delta}, \quad (6)$$

где δ – толщина пристенного течения.

Приведенный характер распределения сил в затухающем течении в сфере, обуславливает возникновение циркуляционных течений даже при малых числах Рейнольдса. Как показано на рис.2, имеет место иницированная экмановскими слоями одна циркуляция в масштабе четверти сферы с линиями тока, направленными от оси к стенкам сосуда в экваториальной области и к оси – в нижней и верхней пристенных областях [4].

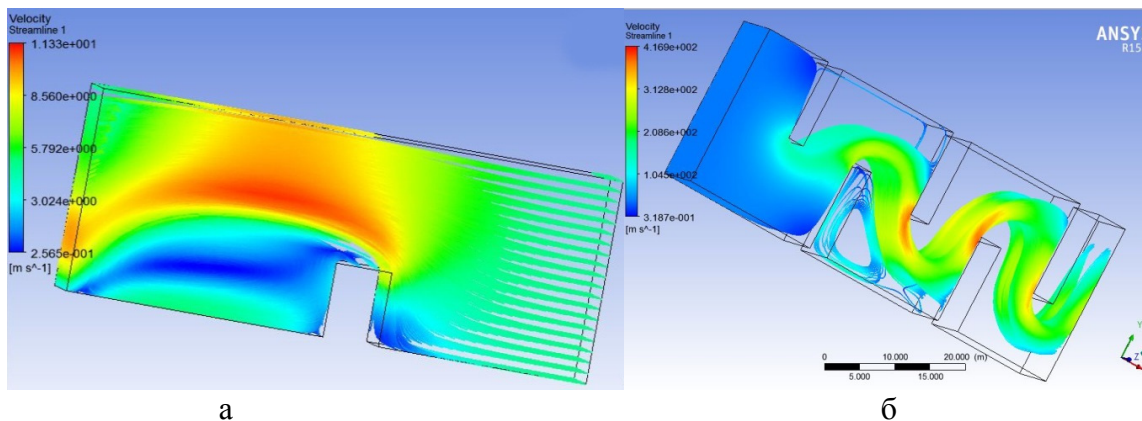


Рис.2. Трехмерные изображения обтекания перегородок: а – одиночной прилегающей, $Re=650$; б – каскадной прилегающей, $Re=810$

Изменение коэффициента проницаемости перегородки η оказывает некоторое влияние только в начальной стадии инерционного течения, когда велики градиенты окружной скорости в спутном следе и около стенки. В заключительной же стадии течения, при больших значениях времени T процесс облитерации отверстий перфорации заметно снижает эффект проницаемости перегородок и параметр η слабо влияет на распределение скорости во всех характерных зонах течения.

Анализ результатов экспериментальных измерений позволил сделать вывод о достаточной сложности картины распределения скоростей при течении вязкой несжимаемой жидкости в ограниченных объемах различной геометрии с внутренними перегородками. Это, в свою очередь, необходимо учитывать при составлении номограммы силовых воздействий, которая вводится в бортовой компьютер системы стабилизации космического аппарата для оптимизации компенсационных мероприятий при его орбитальном движении.

Список литературы:

1. Колесников К.С. Динамика ракет [Текст] / К.С. Колесников. - М.: Машиностроение, 1980. - 316 с.
2. Микишев Г.Н. Экспериментальные методы в динамике космического аппарата [Текст] / Г.Н.Микишев. - М.: Машиностроение, 1978. - 247 с.
3. Ковалев В.А. Влияние внутрибаковых перегородок на течение жидкого топлива в баках космического аппарата [Текст] / В.А.Ковалев // Вестник Нац. техн. ун-та Украины «КПИ», Машиностроение, 2006. - № 48. - С.73-79
4. Ковалев В.А., Определение гидродинамического сопротивления стабилизаторов в топливных баках космического летательного аппарата [Текст] / В.А.Ковалев // Вестник Нац. техн. ун-та Украины «КПИ», Машиностроение, 2002.-вып.42,Т.1.-С.107-111.

УДК 621.398-583..

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМОПРИВОДУ НА ЙОГО ДИНАМІКУ

Носко С.В., Дяченко В.А.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація. Приведені динамічні розрахунки пневматичного привода односторонньої дії у безрозмірних параметрах. При дослідженні визначався вплив різних конструктивних параметрів на динамічні параметри привода. Перехід від дійсних величин до безрозмірних дозволяє децю спростити рівняння і робить більш зручним рішення задачі на ОЦМ та дає можливість за рахунок використання узагальнюючих параметрів, яким нема аналогів серед дійсних, розповсюджувати рішення задачі на широке коло динамічно подібних пристроїв. Показано, що відносна жорсткість пружини починає значно впливати на час t_n для навантаження F_m при значеннях C_n більших 0,2 – 0,3 для прямого ходу поршня. Залежність часу зворотного ходу від навантаження показує, що чим менша жорсткість пружини, тим більша різниця в часі переміщення поршня від зміни навантаження.

Ключові слова: пневмопривод, жорсткість пружини, динаміка

В сучасних високотоварних технологіях особливе значення має час спрацьовування пневматичних виконавчих пристроїв. Точність розрахунку повного часу спрацьовування привода, особливо важлива, коли в виробництво впроваджуються автоматичні лінії. Похибка в розрахунках часу спрацьовування пневмопривода тільки на десяті долі секунди знижує продуктивність на 10...20%.

Швидкодія пневматичного привода характеризується часом виконання повного циклу позиціонування і залежить від параметрів які впливають на його динаміку [1].

При дослідженні ставилася мета – визначити вплив різних конструктивних параметрів N , v , η та X_0 на динамічні параметри привода X , \dot{X} , \ddot{X} , τ .

Розрахункова схема пневмоциліндра односторонньої дії з зворотною пружиною приведена на рис.1.

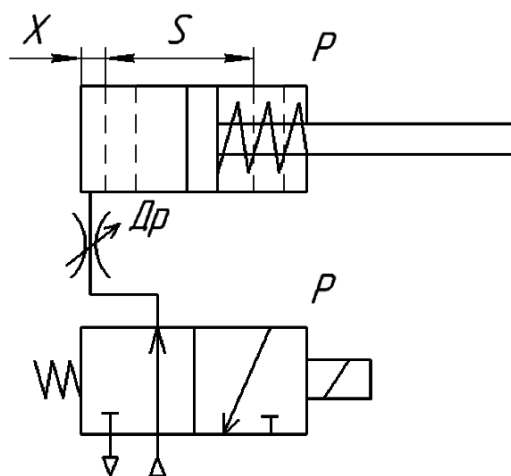


Рис. 1. Розрахункова схема пневмоциліндра односторонньої дії з зворотною пружиною

Рішення математичної моделі здійснимо за допомогою програми MathCAD V15 [2,3].

Для спрощення розрахунків розглянемо привід з великими значеннями конструктивного параметра N , тобто коли тиск в робочій порожнині пневмоциліндра односторонньої дії буде дорівнювати магістральному p_m практично на всій довжині ходу поршня. Тоді рівняння руху може бути представлене в спрощеному виді [3,4]

$$N^2 \frac{d^2}{d\tau^2} = 1 - \eta_a - vX \quad 1)$$

або

$$\ddot{X} + a_1 X - a_2 = 0, \quad 2)$$

де:

$$a_1 = \frac{v}{N^2};$$

$$a_2 = \frac{1-\eta_a}{N^2};$$

Останнє рівняння є лінійним диференціальним рівнянням рішенням якого є:

$$X = C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t + \frac{a_2}{a_1}, \quad 3)$$

де $\beta = \sqrt{a_1}$, так як із характеристичного рівняння слідує

$$k^2 + a_1 = 0$$

$$k = \pm \sqrt{a_1}$$

При $\tau = 0$, $X=0$ і $\dot{X}=0$, тому $C_1 = -\frac{a_2}{a_1}$ і $C_2 = 0$.

Звідси $X = \frac{a_2}{a_1} (1 - \cos \beta t)$.

Щоб знайти τ_s , треба покласти в цьому рівнянні $X = 1$. Після простих перетворень отримаємо

$$\cos \beta \tau_s = 1 - \frac{a_1}{a_2} \quad 4)$$

або

$$\tau_s = \frac{1}{\beta} \arccos \left(1 - \frac{a_1}{a_2} \right).$$

Підставляючи замість a_1 , a_2 , і β їх значення будемо мати:

$$\tau_s = \frac{1}{\sqrt{v}} \arccos \left[1 - \frac{v}{1-\eta_a} \right]. \quad 5)$$

Із формули слідує, що при заданих значеннях v і η_a безрозмірний час τ_s лінійно залежить від N .

Транспортуючі пневмоприводи з вакуумними захватами мають практично постійну масу рухомих елементів, що обумовлено функціональними можливостями вакуумних захватів. Внаслідок цього, можливо знехтувати величиною конструктивного параметра привода і спростити приведені вище рівняння та розрахунки. При $N=0$ рівняння руху буде мати вигляд:

$$Y - vX - \eta_a = 0. \tag{6}$$

Підставивши з останнього рівняння значення Y та його диференціал $dY=vdX$ в рівняння зміни тиску в порожнині циліндра при надкритичному режимі течії, після інтегрування отримаємо наступну залежність між безрозмірними параметрами часу і переміщення поршня X :

$$\tau = \frac{1}{\varphi(Y_*)} \left[\frac{1+k}{2k} vX^2 + \frac{1}{k} (vX_0 + k\eta_a)X \right] \tag{7}$$

Підставивши в дане рівняння значення $X=1$, що відповідає робочому ходу поршня, отримаємо залежність для визначення значень безрозмірного часу повного ходу і тиску в кінці руху поршня:

$$\tau = \frac{1}{\varphi(Y_*)} \left[v \left(\frac{1+k}{2k} + \frac{X_0}{k} \right) + \eta_a \right], \tag{8}$$

$$Y_s = v + \eta_a$$

Дане рівняння, доцільно використовувати також, для визначення допустимих параметрів шорсткості зворотної пружини або навантаження при заданій величині безрозмірного часу.

Таким чином початковий об'єм порожнини циліндра залежить від конструктивних особливостей привода і впливає на значення часу переміщення поршня значно менше, ніж шорсткість зворотної пружини або технологічне навантаження на шток.

$$t = \frac{\Delta V p_d}{G_* RT}, \tag{9}$$

$$\Delta V = V - V_0$$

де V_0 і V — об'єми поршневої порожнини (початковий і кінцевий); p_d — тиск повітря, що необхідний для подолання всіх сил опору в приводі.

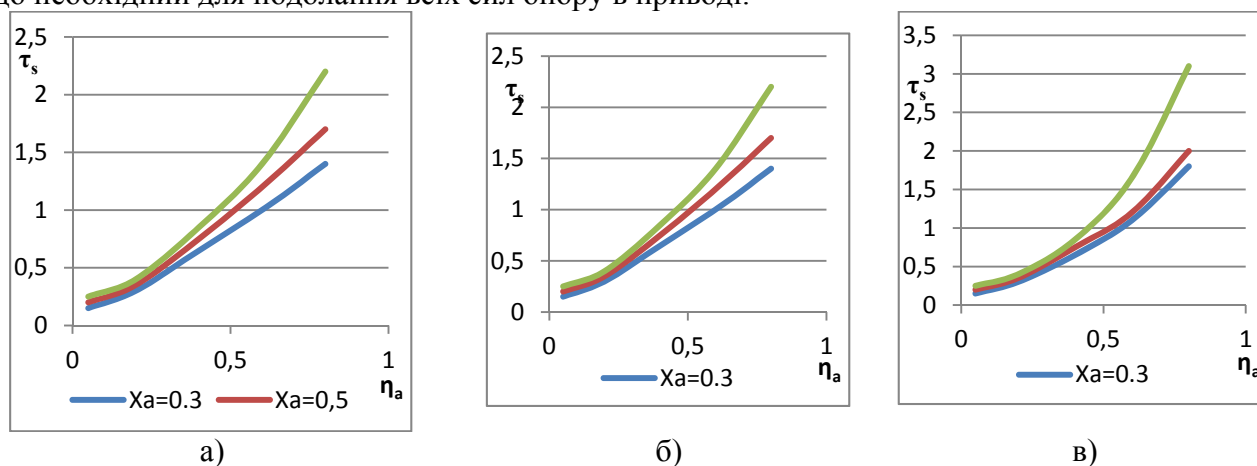


Рис. 2 – Безрозмірний час τ_s руху поршня одностороннього циліндра зі зворотною пружиною при прямому русі ($\xi = 0.15$). а: $V_d = 0.05$; б: $V_d = 0.1$; в: V_d

Висновки. Відносна жорсткість пружини починає значно впливати на час t_n для навантаження F_T при значеннях C_p більших 0,2 – 0,3 для прямого ходу поршня. Залежність часу зворотного ходу від навантаження показує, що чим менша жорсткість пружини, тим більша різниця в часі переміщення поршня від зміни навантаження.

Список літератури.

1. Герц Є.В. Динаміка пневматичних систем машин. - М.: Машинобудування, 1985. - 256 с.
2. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: Учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 122 с.
3. Донской А.С. Обобщенные математические модели элементов пневмосистем. – СПб.: СПГУТД, 2001. – 215 с.

УДК 621.67: 621.51

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ТА ОБЧИСЛЮВАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ
УПОРНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ****Паненко¹ С.В., Кайота² Д.О., Загорулько² А.В.**

1 – ПАТ «Сумське НВО», 2 – Сумський державний університет, м. Суми, Україна

***Анотація:** В роботі представлені результати експериментальних досліджень упорного колодкового підшипника ковзання на спеціальному стенді. Проведення експерименту дозволило оцінити працездатність підшипника на різних режимах роботи (в залежності від величини тиску та температури на вході в підшипник, величини осьового навантаження та частоти обертання валу) та визначити несучу здатність підшипника при максимально допустимій температурі колодки. Отримані залежності моменту тертя, витрат мастила та температура колодок підшипника при змінній осьового навантаження та частоти обертання вала. За допомогою числових методів обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту для даної геометрії підшипника виконаний обчислювальний експеримент, який дозволив визначити тепловий стан підшипника, поля температур і тиску на поверхні колодок підшипника, а також величину мінімальної товщини мастильного шару та кута нахилу колодки при відповідному осьовому навантаженні. Розрахункові значення температури колодок, моменту тертя та величини витрат підшипника порівнювалися з експериментальними даними та дали задовільний збіг.*

***Ключові слова:** підшипник ковзання, температура колодки, працездатність*

Упорні підшипники широко використовуються в енергетичному обладнанні теплових і атомних електростанцій, на транспорті, на об'єктах машинобудівельної індустрії, на компресорних станціях. Однією з найважливіших проблем при проектуванні упорних підшипників є підвищення їх несучої здатності при забезпеченні допустимого теплового стану.

Досі, основним інструментом досліджень механізму гідродинамічного мащення та підвищення ефективності роботи підшипників ковзання є експеримент, який дозволяє визначити більшість робочих характеристик: несучу здатність, момент тертя, витрати мастила, температуру колодки та інші [1-5]. Але останнім часом все більше використовується комп'ютерне моделювання та розрахункові дослідження за допомогою програмних комплексів, основаних на числових методах обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту [6-10].

Експериментальне дослідження конструкції упорного восьми колодкового підшипника ковзання проводилось на спеціальному стенді з метою перевірки працездатності та визначення основних робочих характеристик на наступних режимах:

1) Тиск мастила в навантажувальній камері пристрою змінювався в межах від 0,05 до 3,1 МПа при постійному тиску масла на вході в підшипник 0,15 МПа для частот обертання вала від 1000 до 9500 об/хв.;

2) Тиск масла на вході в підшипник змінюється в діапазоні від 0,05 до 0,15 МПа при постійній частоті обертання ротора 9500 об/хв. для тиску мастила в навантажувальній камері 1,0 і 3,1 МПа.

В ході дослідження фіксувалися пікові значення обертального моменту на блоці вимірювання крутильного моменту (БВКМ), встановленому на приводі стенду, в момент пуску вала при різних тисках в навантажувальній камері. Крім того, датчиками температури,

встановленими в кожній колодці, вимірювалась величина середньої температури та витратоміром фіксувалась витрата мастила через підшипник.

Після завершення випробувань проводилась ревізія підшипника, в ході якої були виміряні маса, товщина і шорсткість колодок підшипника.

Розрахункова модель підшипника представляла собою геометричний сектор - 45 градусів, який включає в себе наступні складові частини: диск, вал, мастильний шар, колодка та корпус підшипника. Програмними засобами ANSYS CFX розв'язувалась термогідродинамічна задача. Розглядалась ламінарна течія, теплопередача між рідким шаром мастила та твердими частинами розрахункової моделі підшипника та враховувалась залежність фізичних властивостей мастила від температури. Розрахункова сітка складалась виключно з гексаедричних комірок. Перевірялась сіткова незалежність.

В результаті виконана серія розрахункових досліджень за допомогою числових методів обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту та визначено тепловий стан підшипника, поля температур і тиску на поверхні колодок підшипника, а також величину мінімальної товщини мастильного шару та кута нахилу колодки при відповідному осьовому навантаженні. Розрахункові значення температури колодок, моменту тертя та величини витрат підшипника порівнювалися з експериментальними даними та дали задовільний збіг.

Список літератури

1. *Bavassano, F., Mantero, M., Traverso, R., Livermore-Hardy, R., & Blair, B. (2017). A system integration approach for heavy-duty gas turbine upgrades using improved rotor thrust predictions and application of advanced thrust bearing designs. Paper presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, 5B-2017 doi:10.1115/GT2017-63647*
2. *Guo, A., Wang, X., Jin, J., Hua, D. Y., & Hua, Z. (2015). Experimental test of static and dynamic characteristics of tilting-pad thrust bearings. Advances in Mechanical Engineering, 7(7), 1-8. doi:10.1177/1687814015593878*
3. *Hagemann, T., Kraft, C., Blumenthal, H., & Schwarze, H. (2015). A study on energetic and hydraulic interaction of combined journal and thrust bearings. Paper presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, 7A doi:10.1115/GT2015-43460*
4. *Harika, E., Bouyer, J., Fillon, M., & Hélène, M. (2013). Effects of water contamination of lubricants on hydrodynamic lubrication: Rheological and thermal modeling. Journal of Tribology, 135(4) doi:10.1115/1.4024812*
5. *Henry, Y., Bouyer, J., & Fillon, M. (2015). An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 229(4), 362-375. doi:10.1177/1350650114537484*
6. *Charitopoulos, A., Fouflias, D., Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2014). Thermohydrodynamic analysis of a textured sector-pad thrust bearing: Effects on mechanical deformations. Mechanics and Industry, 15(5), 403-411. doi:10.1051/meca/2014048*
7. *Fu, G., & Untaroiu, A. (2017). The influence of surface patterning on the thermal properties of textured thrust bearings. Paper presented at the American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FEDSM, 1A-2017 doi:10.1115/FEDSM2017-69356*
8. *Fouflias, D. G., Charitopoulos, A. G., Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2015). Performance comparison between textured, pocket, and tapered-land sector-pad thrust bearings using computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 229(4), 376-397. doi:10.1177/1350650114550346*
9. *Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2014). Computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis of three-dimensional sector-pad thrust bearings with rectangular dimples. Journal of Tribology, 136(1) doi:10.1115/1.4025245*
10. *Zouzoulas, V., & Papadopoulos, C. I. (2017). 3-D thermohydrodynamic analysis of textured, grooved, pocketed and hydrophobic pivoted-pad thrust bearings. Tribology International, 110, 426-440. doi:10.1016/j.triboint.2016.10.001*

УДК 620.93:662.769.21

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ГЕНЕРАЦІЇ ВОДНЮ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЇ

Луговський О.Ф., Ночніченко І.В., Костюк Д.В., Зілінський А.І., Мирончук В.С.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м.Київ, Україна

***Анотація.** За результатами аналізу існуючих досліджень генераторів для отримання водню було встановлено їх низьку ефективність роботи. Запропонована оригінальна конструкція генератора водню з використанням ультразвукових коливань, інтенсивність яких перевищує поріг виникнення кавітації. Розроблено стенд для перевірки ефективності роботи пристрою та визначення його робочої характеристики. Представлено розрахунок підвищення ефективності генерації газу під дією ультразвукового поля.*

***Ключові слова:** водень, ультразвукове поле, електроліз, енергоефективність, ККД.*

Актуальність. Коли мова йде про водневу енергетику, ключовою є теза, що тільки спалювання водню є абсолютно екологічно безпечним, оскільки при цьому нічого, крім води, не утворюється. Якби водень був так само доступний, як і природний газ, він би й справді став ідеальним паливом, яке не забруднює довкілля. Промислові методи одержання водню базуються або на генеруванні його з інших видів органічного палива (природний газ, продукти нафтопереробки), або на електролізі води. Основною проблемою пристроїв для отримання водню, зокрема електролізерів, є недостатньо висока ефективність їх роботи. Підвищення ефективності роботи може бути досягнуте при використанні для інтенсифікації процесу ефектів, що супроводжують явище ультразвукової кавітації. Кавітаційне середовище, здійснюючи перемішування електроліту на молекулярному рівні, якісно відмінне від звичайного механічного перемішування, значно зменшує градієнт концентрації іонів в прикатодному шарі, впливаючи тим самим на поляризацію електродів, і, в значній мірі, збільшує граничний струм дифузії при електролізі. Ультразвукове поле надає в процесі електролізу значний вплив на кінетику електродних процесів. Під впливом ультразвуку виникають також процеси, що відбуваються в самому електроліті [1-7].

Виділені при електролізі на катоді бульбашки водню отримують в ультразвуковому полі прискорючий поштовх, що забезпечує їх коагуляцію та прискорений рух здовж поверхні катоду. Прискорення зростає з ростом інтенсивності ультразвукового поля. В результаті чого шар електроліту в прикатодному просторі безперервно поновлюється, що забезпечує підвищення ефективності технологічного процесу. Дія ультразвуку збільшується з підвищенням щільності катодного струму, при якому посилюється збіднення прикатодного шару і зростає кількість бульбашок водню [1].

В першому наближенні масу виділеного водню під час електролізу можна розрахувати за законом Фарадея[3]:

$$m = k * q, \quad (1)$$

де m – маса виділеної речовини, k - електрохімічний еквівалент речовини, q – заряд.

При аналізі роботи вже відомих пристроїв було виявлено, що існують способи підвищення їх ефективності при генерації водню. На рис.1 можемо спостерігати еволюцію підвищення ефективності генерації водню за рахунок додаткових елементів та методів отримання водню. Як видно, найбільш ефективним методом отримання водню є застосування ультразвукового поля та мехатронної системи керування.

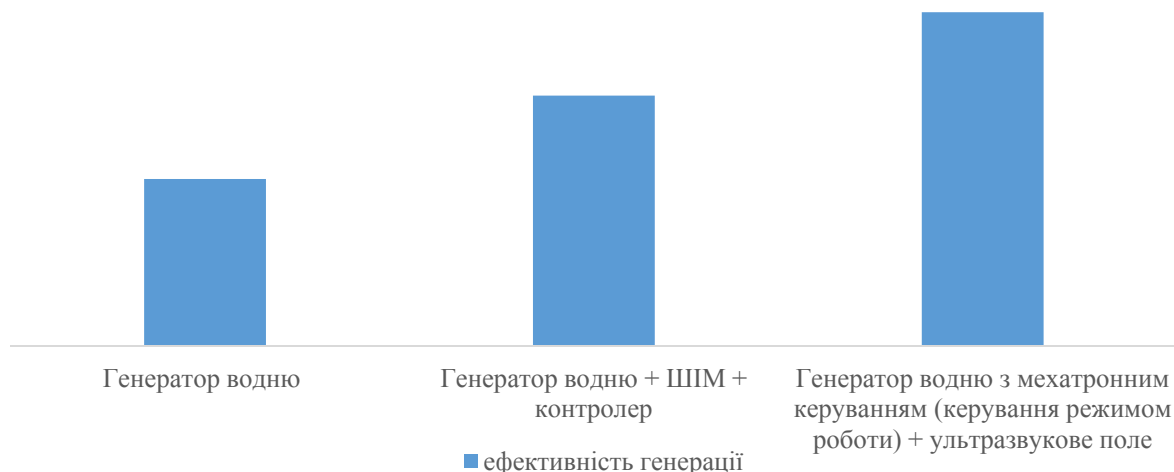


Рис.1. Способи підвищення енергоефективності генерації водню

Мета- підвищення ефективності генерації водню за рахунок застосування ультразвукової кавітації і мехатронної системи керування.

Після створення експериментально-дослідного зразка генератора водню було розроблено систему вимірювання та оригінальну методику проведення досліджень, що дозволило дослідити його робочу характеристику (рис.2).

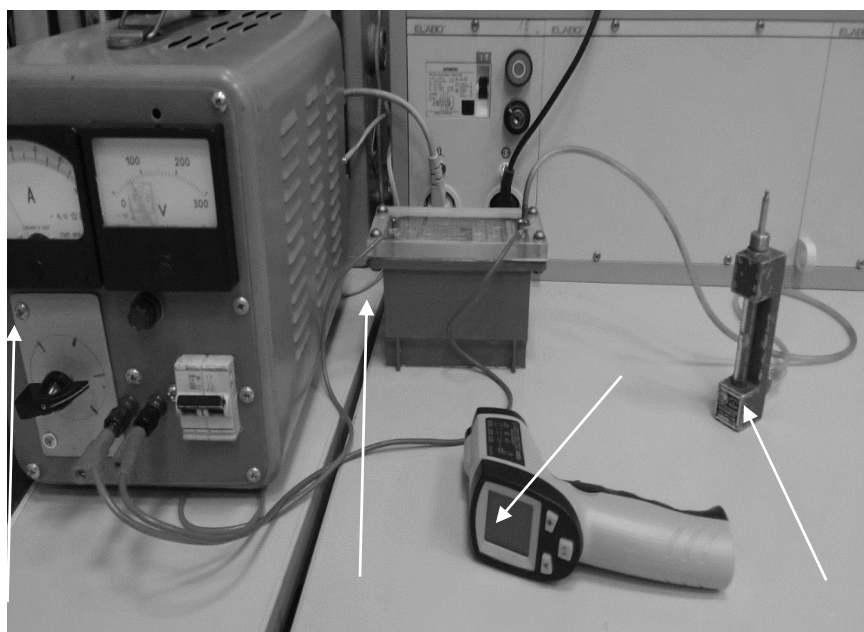


Рис. 2 Загальний вигляд експериментальної установки
(1 – електролізер; 2 – блок живлення постійної напруги; 3 – ротаметр (витратомір);
4 – інфрачервоний термометр)

В результаті досліджень було помічено що, коли температура електроліту перевищує 60°C (рис.3), електролізер починає працювати нестабільно і це приводить до погіршення роботи. Під час досліджень виявлено, що електролізер найбільш ефективно працює при температурі $50-55^{\circ}\text{C}$. Тобто ККД залежить безпосередньо від температурних режимів.

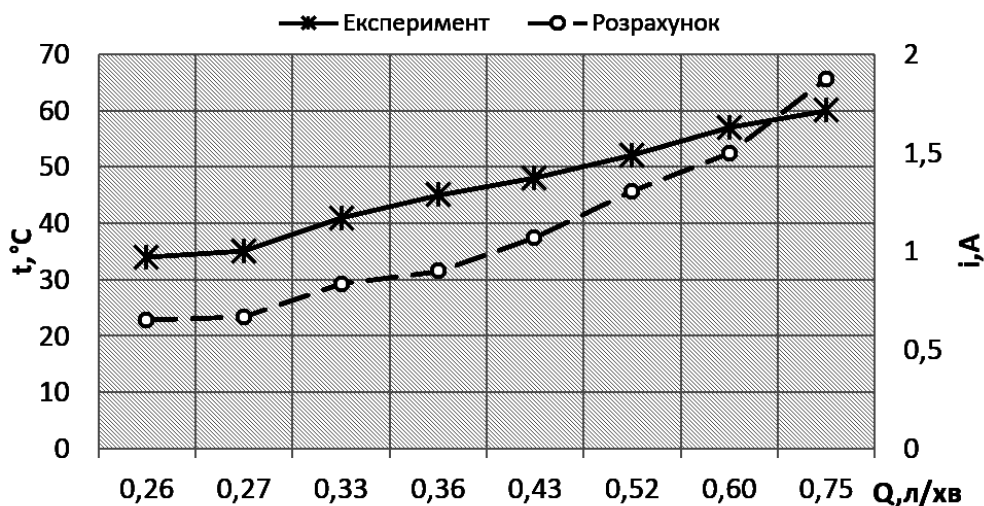


Рис. 3. Залежність сили струму від витрати газу та температури електроліту
Графік порівняння ефективності одержання водню

Аналіз залежності (рис.3) показав, що проведений розрахунок (штрихова лінія) відображає вплив ультразвукового поля на енергоефективність технологічного процесу та дозволяє забезпечити більш ефективне добування водню.

Для зниження витрат електроенергії застосовують імпульсний генератор сигналу з електронним блоком керування.

Таким чином, запропонована модернізована принципова схема підтримує раціональні режими роботи електролізера, а застосування ультразвукового поля підвищить енергоефективність електролізу в цілому. В той же час, запропоноване технічне рішення просте та може бути застосоване в інших типах електролізерів.

В подальшому планується зробити автономний генератор з керуванням електролізера від комп'ютера та застосування сонячної панелі в якості альтернативного джерела живлення.

Список літератури

1. <http://chem21.info/info/795348/>
2. http://pidruchniki.com/1274082337977/ekologiya/vodneva_energetika.
3. Водень [Електронний ресурс] // Вікіпедія. – 22. – Режим доступу до ресурсу: <https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%92%D0%BE%D0%B4%D0%B5%D0%BD%D1%8C>.
4. Якименко Л.М., Модылевская И.Д., Ткачек З.А. Электролиз воды.- издательство Химия. Москва. 1970. -264с.
5. Шпильрайн Э.Э. Введение в водородную энергетику - М.:
6. Ночніченко І. В. Перспективи застосування hho-електролізера в машинобудівному комплексі студент. І.В. Ночніченко, В.М. Ночніченко, С.С. Антонов Міжнародно науково-технічна конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування», м. Вінниця 2016. -209-211 с.
7. Ночніченко І. В. Перспективи застосування hho-електролізера для генерації газу Брауна як домішки до рідкого палива в автомобільному транспорті ХХІІ Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Черкаси 2017. -30-31 с.

УДК 621.311

ЛАБОРАТОРНИЙ ПРИСТРІЙ РОБОТ-ШТАБЕЛЕР

Яцук С.О., Лукавенко В.П.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація: Лабораторний пристрій робот-штабелер призначений для вилучення контейнерів з вантажем із комірки стелажу, переміщення його на місце видачі та виконання зворотної операції. Робот-штабелер виконує команди програми з персонального комп'ютера та в режимі ручного керування з пульта.

Ключові слова: робот-штабелер, завантажувально-розвантажувальні операції,

Автоматизовані крани-штабелери знаходять все більше використання на виробництві та у складському господарстві для зберігання і видачі готової продукції, комплектуючих, та напівфабрикатів [1].

Мета роботи: модернізувати діючий робот-штабелер [2] та програмне забезпечення для виконання завантажувально-розвантажувальних операцій у автоматичному режимі.

Для керування робот-штабелером було розроблено схему керування на основі мікроконтролера STM32F051[3]. Блок-схему робота показано на рис. 2. Для переміщення штабелера по осі X та використовуються аналогові сервоприводи з кутом повороту 0-180°. Для переміщення по осі Y використовується кроковий біполярний двигун, по осі Z-двигун постійного струму з енкодером для зворотного зв'язку.

Для ручного керування до контролера підключено матричну клавіатуру 3x4, а для автоматизованого керування з ПК – USB-TTL перетворювач, що приєднано до контролера по шині RS232. Живлення 12 В підключено прямо до контролера, де воно розподіляється на напруги 12, 5 та 3,3В для живлення двигунів, сервоприводів та самого контролера.

Програмне забезпечення для контролера було написано в середовищі IAREmbeddedWorkbench на мові програмування C.

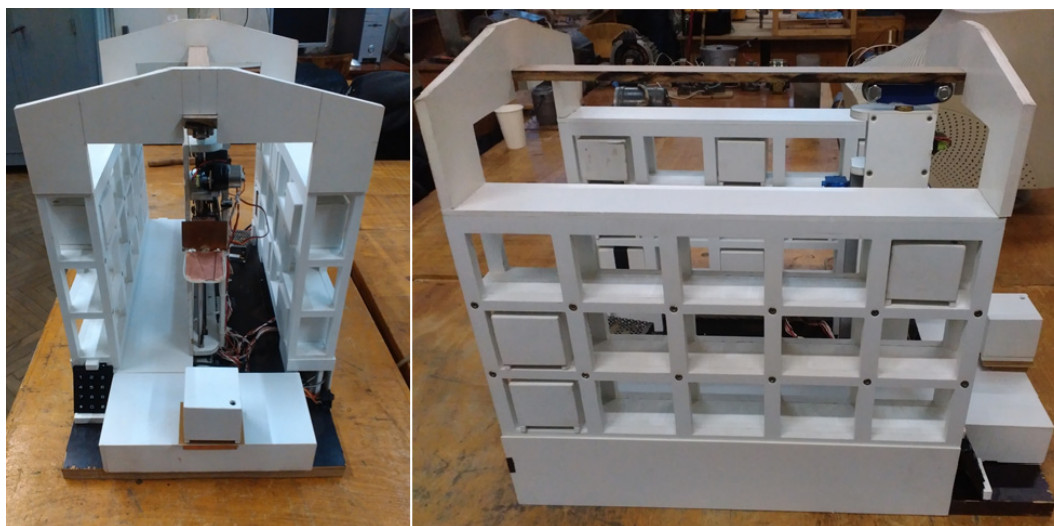


Рис. 1. Зовнішній вигляд робот-штабелера.

Керування роботом з комп'ютера.

Перед початком роботи необхідно встановити з'єднання з робот-штабелером. Для цього увімкнути живлення (робот почне базування), під'єднати його через USB роз'єм комп'ютера, далі відкрити "Диспетчер пристроїв", розгорнути вкладку "Порти (COM та LPT)" та запам'ятати COM порт, який було присвоєно для пристрою "USB-SERIAL CH340".

Необхідно увести цей СОМ-порт в програму і натиснути кнопку "З'єднати". Якщо з'єднання було успішним, індикатор з червоного змінить колір на зелений.

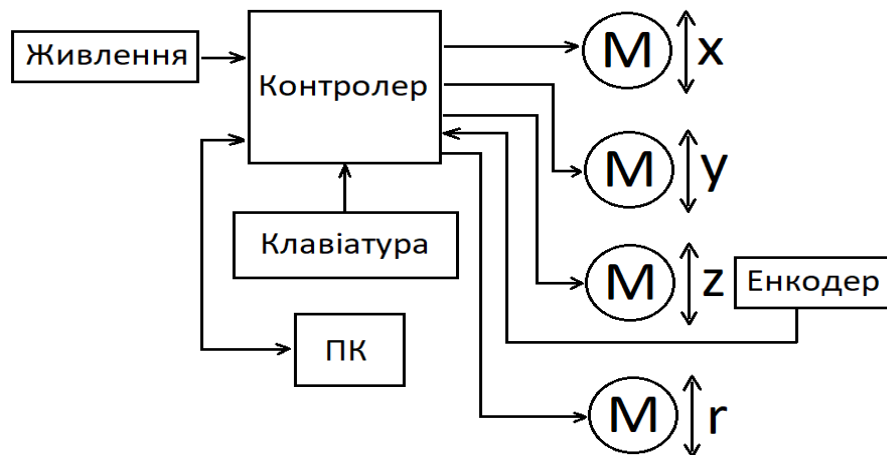


Рис.2. Структурна блок-схема робот-

Далі необхідно заповнити віртуальні комірки вантажами відповідно до їх положення в комірках робота. Для цього вказати комірку натисненням на неї мишкою в двох проекціях схеми робота і натиснути кнопку "1". Після цього віртуальний вантаж з'явиться на 3D моделі робот-штабелера. Якщо потрібно очистити комірку, обрати її так само і натиснути кнопку "0". Задавати послідовність команд для робота можна вручну з клавіатури, з файлу *.txt та за допомогою двовимірної схеми і кнопок "a", "b", "c", "d". Команда має вигляд "XYZa", де X,Y,Z - це координати комірки, а - команда. Символ "a" означає взяти з платформи, покласти в комірку, символ "b" - взяти з комірки, покласти на платформу, "c" - взяти з комірки, "d" - покласти в комірку. (символи латинського алфавіту)

Приклади команд:

"123a" - означає взяти вантаж з платформи і покласти в комірку з координатами $X = 1$, $Y = 2$, $Z = 3$.

"222c" - означає взяти вантаж з комірки з координатами $X = 2$, $Y = 2$, $Z = 2$ і утримувати на маніпуляторі.

"211d" - означає покласти вантаж з маніпулятора в комірку з координатами $X = 2$, $Y = 1$, $Z = 1$.

Межі для координати X - 1..2, Y - 1..4, Z - 1..3.

Кожна команда пишеться в окремому рядку без пробілів та інших додаткових символів. Можна зберегти керуючу програму кнопкою "Зберегти", або відкрити попередньо збережену програму кнопкою "Відкрити".

Щоб запустити процес відпрацювання програми натисніть кнопку "Пуск". В ході виконання програми буде з'являтися повідомлення про виконання команд, а на 3D моделі буде відображатися поточне положення вантажів.

Для зупинки процесу натисніть кнопку "Стоп".

Для екстреної зупинки робота вимкніть його живлення.

Керування роботом з пульта

Робот-штабелер може виконувати команди з пульта, який розташовано з лівого боку і являє собою цифрову клавіатуру. Спершу вводять координати комірки (наприклад 123), потім відповідну команду дії. Команді "a" відповідає кнопка "#", команді "b" - "*", команді "c" - "5", команді "d" - "6".

Програмне забезпечення "RobotControlXP"

Для автоматизованого керування штабелером було розроблено додаток Windows на платформі NETFramework 4. (Рис. 1) Програму написано в програмному середовищі MicrosoftVisualStudio [4] на мові програмування C#.

В лівій частині вікна програми знаходиться модель розташування комірок у двох проекціях. Ця модель дозволяє двома натискуваннями миші обрати комірку, над якою необхідно виконати одну з 6 можливих операцій.

В правій нижній частині вікна знаходиться тривимірна модель розташування комірок, яка призначена для відображення поточного розташування вантажів у комірках. При

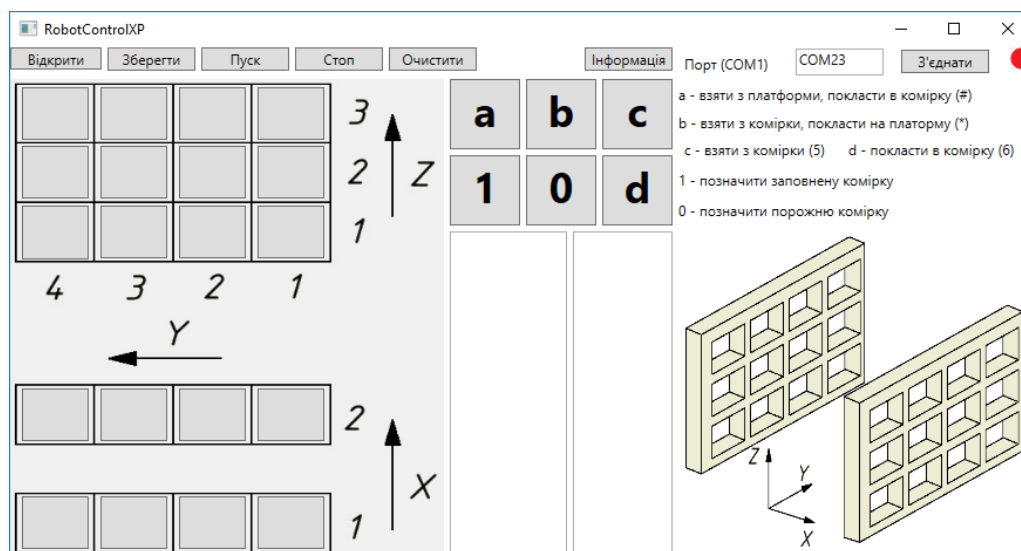


Рис. 3. Головне вікно програми

увімкнені програми всі комірки тривимірної моделі порожні.

Програма має наступні команди:

- Взяти вантаж з комірки і тримати на штабелері.
- Покласти вантаж зі штабелера в комірку.
- Взяти вантаж з платформи і покласти в комірку.
- Взяти вантаж з комірки і покласти на платформу.
- Позначити вантаж на тривимірній моделі.
- Позначити порожню комірку на тривимірній моделі.

Виклик команди здійснюється кнопками у вікні програми. Під кнопками команд знаходиться два текстових поля. В лівому полі відображається послідовність команд для робот-штабелера, а в правому звіт про їх виконання. Команди можна записувати як з клавіатури, так і за допомогою миші, натисненням кнопок керування у вікні програми.

В програмі передбачено збереження керуючих програм в текстовий файл та відкриття попередньо збережених, або створених зовні файлів.

Зв'язок комп'ютера з роботом відбувається через перетворювач інтерфейсів USB-TTL [5], який на комп'ютері відображається як COM порт. В правому верхньому куті програми знаходиться поле для налаштування з'єднання з робот-штабелером. В полі COM порт необхідно ввести номер порту, який було присвоєно системою Windows для перетворювача інтерфейсів USB-TTL. При натисненні кнопки «З'єднати», якщо з'єднання з роботом успішно встановилось, індикатор у вікні програми з червоного змінить колір на зелений.

Для безпечного використання в програмі передбачено систему попереджень, які виводяться при помилкових налаштуваннях програми та помилках в алгоритмі керування роботом.

Висновок В результаті виконаної роботи був модернізований пристрій «робот-штабелер», розроблене програмне забезпечення, що складається з додатку Windows та

програми мікроконтролера, і забезпечує автоматичне та ручне керування. Розроблена плата керування на базі контролера STM32F051 для керування робот-штабелером. Програмне забезпечення RootControlXP дозволяє створювати алгоритми команд для робот-штабелера та приводить до задачі оптимізації завантаження та розвантаження комірок робота. В майбутньому передбачена можливість розробки додатку Windows, що створюватиме txt-файли з оптимізованою програмою керування робот-штабелером, який можна завантажити в додаток RootControlXP і запустити на виконання.

Список літератури:

1. В.А. Горохов. Автоматизированная транспортно – складская система в текстильной и легкой промышленности. Автоматизированная транспортно – складская система в текстильной и легкой промышленности. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://aaecs.org/gorohov-va-avtomatizirovannaya-transportno-skladskaya-sistema-v-tekstilnoi-i-legkoi-promishlennosti.html>
2. Горбанівець Ю.Ю., Мельниченко Я.С. Розробка моделі автоматизованого крана-штабелера стелажного типу. Тези доповідей. Загально-університетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвячена до дня Науки (секція «Машинобудування», підсекція «Прикладна механіка»); К.НТУУ"КПІ" 2015р.
3. Документація на серію мікроконтролерів STM32F051 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.compel.ru/series/ST/STM32F051>
4. Visual Studio IDE для Windows и Mac. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.visualstudio.com/ru/vs/mac/?rr=https%3A%2F%2Fwww.google.com.ua%2F>
5. Разработка приложений для Android, iOS, Mac, Windows, а также облачных и веб-приложений. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.visualstudio.com/ru/?rr=https%3A%2F%2Fwww.google.com.ua%2F>

УДК 532.517

СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСОМ ЗМІШУВАННЯ У ВИХРОВІЙ КАМЕРІ

Турик В.М., Бондар Д.Є.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація: У роботі представлена розробка одного з варіантів системи автоматичного керування процесом перемішування рідких або газоподібних компонент робочого середовища у вихровій камері змішування (ВКЗ) енергетичного та технологічного обладнання. ВКЗ містить циліндричний корпус з розвиненою тупиковою частиною з глухим торцем. В бічній поверхні корпусу виконані отвори, в яких розміщені сопла з можливістю обертання навколо їх вертикальних осей. Проточні тракти сопел мають нахил, що забезпечує тангенціальне підведення середовищ до внутрішньої порожнини ВКЗ. Камера оснащена електронною керувальною системою, яка при зміні витрат вхідних компонент за допомогою виконавчих пристроїв змінює кут між поздовжньою віссю вікон сопел і віссю циліндричного корпусу. Технічним результатом даної розробки є підтримання інтенсивності перемішування компонент робочого середовища, збільшення швидкодії автоматичного керування та зменшення габаритів установки.

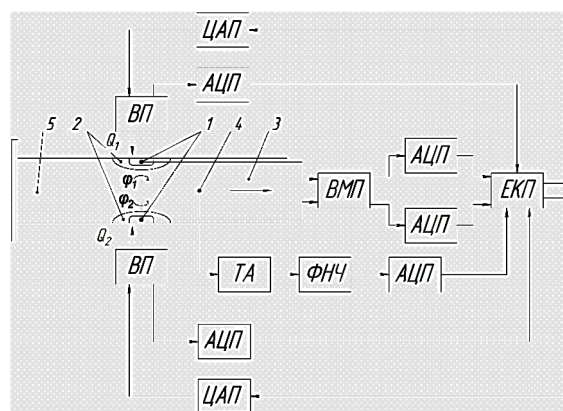
Ключові слова: когерентна вихрова структура; вихрова камера; автоматичне керування; інтенсивність перемішування; термоанемометр

Пристрої для змішування потоків рідин або газів використовуються у різних галузях промисловості, наприклад в енергетиці, хімічній та нафтовій промисловості, для приготування сумішей із заданим вмістом та якістю. Найчастіше для інтенсифікації цих процесів застосовуються поля відцентрових сил, які створюються у вихрових камерах змішування (ВКЗ) різних видів. Головний внесок в процеси переносу маси, імпульсу й теплоти належить низькочастотним складовим пульсаційного руху, спричиненого енергоємними складовими течії [1], які притаманні обмеженим потокам із закруткою [2], типовим для ВКЗ. Тому одна з основних задач полягає в забезпеченні якісного перемішування компонент робочих середовищ турбулентною дифузиею від дії енергоємних

когерентних вихрових структур (ЕКВС). Вирішення загальної проблеми підвищення економічності й надійності енергетичного та технологічного устаткування на базі ВКЗ є неможливим без розробки новітніх методів керування аерогідродинамічними процесами у порожнинах камер з мінімальними енергетичними та матеріальними затратами. Ставиться задача розробити таку систему керування параметрами ВКЗ, яка забезпечує мінімальний вплив зміни співвідношення витрат вхідних компонент (допустимої за технологічними умовами у певних межах) на процес змішування в активній зоні камери. Відома ВКЗ [3] має глухий торець у вигляді диску з можливістю його переміщення для забезпечення постійної інтенсивності пульсацій швидкості у вихідному потоці камери незалежно від зміни співвідношення витрат вхідних компонент (рідин, газів). Функцію автоматичної зміни довжини тупикової зони, а відтак топології ЕКВС у ній [4], що відображається на вихідних параметрах потоку, виконує електронна керувальна система, яка за допомогою виконавчого пристрою відповідним чином переміщує торець камери. Але при підвищених робочих тисках такий спосіб керування породжує проблему забезпечення надійного та довговічного ущільнення між рухомим диском торця і циліндричним корпусом ВКЗ та може вимагати значних енергетичних затрат на переміщення диска. Стосовно подібних ВКЗ з подовженою тупиковою зоною, яка використовується як своєрідний вихорогенератор [4], ця проблема може бути вирішена наступним чином. Пропонується система автоматичного керування для ВКЗ, що містить циліндричний корпус з розвиненою тупиковою частиною 5 та нерухомим глухим торцем, а в бічній поверхні корпусу виконані отвори 2, в яких розміщені розвантажені сопла 1 з можливістю обертання навколо їх вертикальних осей. Проточні тракти сопел мають нахил, що забезпечує тангенціальне підведення середовищ до внутрішньої порожнини камери. Пропонована електронна керувальна система, при допустимій зміні співвідношення витрат вхідних компонент, за допомогою виконавчих пристроїв ВП змінює кути між поздовжніми осями вікон вхідних сопел і віссю циліндричного корпусу камери, змінюючи орієнтацію ЕКВС у ВКЗ до досягнення максимальної інтенсивності перемішування середовищ. Суть розробки пояснює схема системи керування, зображена на рис. 1. ВКЗ працює наступним чином. Від датчиків витрат 1, підведених до впускних сопел 2 камери, сигнали через двохканальний витратомірний пристрій ВМП, оцифровані та посилені на аналогово-цифрових перетворювачах АЦП, надходять на електронний керуючий пристрій ЕКП. В активній зоні 3 ВКЗ встановлений датчик термоанемометра 4, сигнал від якого, що відповідає середньоквадратичній напрузі – аналогу середньоквадратичної пульсації швидкості потоку, через фільтр низьких частот ФНЧ і АЦП також надходить на ЕКП. Через АЦП на ЕКП надходять сигнали від виконавчих пристроїв ВП, які відповідають поточним осьовим кутам установки сопел.

ЕКП, подаючи сигнал через цифро-аналогові перетворювачі ЦАП на ВП, які змінюють осьові кути установки сопел від φ_{\min} до φ_{\max} , формуючи при цьому двохвимірний масив даних (поточні осьові кути установки сопел φ , ступінь турбулентності газової суміші ε) і вибирає таке значення φ , при якому $\varepsilon = \varepsilon_{\max}$. Співвідношення витрат вхідних компонент, виміряних в процесі побудови масиву даних, запам'ятовується в пам'яті ЕКП.

Підтримання осьових кутів установки сопел, що відповідають вибраному ЕКП значенню, забезпечується передачею сигналу від нього через ЦАП на ВП.



Список літератури

1. Структура турбулентного потоку и механізм теплообмену в каналах: [монографія] / [М. Х. Ибрагимов, В. И. Субботин, В. П. Бобков и др.]. — М.: Атомиздат, 1978. — 296 с.
2. Турик В.Н. О гидродинамической неустойчивости течений в вихревых камерах / В.Н. Турик // Промислова гідроліка і пневматика. — 2006. — № 3(13). — С. 32–37.
3. Камера змішування з автоматичним керуванням, Патент України UA 81252 U, МПК В01F 5/00, 2013.01.
4. Бабенко В. В. Макет вихревых структур при течении потока в вихревой камере / В. В. Бабенко, В. Н. Турик // Прикладна гідромеханіка. — 2008. — Т. 10 (82), № 3. — С. 3–9.

UDC 621

POLLUTANT DISPERSION ANALYSIS IN WATER FLOW IN GANGA CANAL

Himanshu Joshi¹, Kumar Abhishek²

1 - National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv, Ukraine

2 - Department of Water Resource Development & Management Indian Institute of Technology Roorkee, Roorkee-247667, India

Abstract *This paper present the study of pollutant dispersion analysis using CFD model .Canals are the artificial channels for water navigation, to fulfill slack of water for irrigation needs. However, at many places there are several lateral entries of pollutant into the canal and river from household drainage and industrial wastes. It is always desirable to acknowledge the canal water suitability for irrigation and other purposes. The paper is focused to investigate the flow and diffusion of sewage pollutant in the continuous flowing canal water. The investigation has been carried out by developing three-dimensional model of the canal using computational tool ANSYS software.*

Key words: canal water, pollutant, computational fluid dynamics, mass fraction of pollutant, velocity profile

1. Introduction Rivers and canals are the major source of good quality water for the living of humans and animals and for the irrigation purposes. Rivers are nurturing all living beings since the time known in history. The oldest civilizations of India, Harappa and Mohenjo-Daro, habituated near Indus River. Many cities of India were nourished by the rivers like Ganga, Yamuna, Krishna, Godawari and Narmada etc. and canals that runs out of these rivers. Irrigation is an artificial way of nourishing crops through quality water. India is an agricultural economy thus most of its cultivated land is dependent on irrigation. The country is dependent on the rivers for this purpose. River Bhagirathi originates from Gangotri thereafter it meets river Alakhnanda at Dev Prayag and after their confluence, the resulting river is often called Ganga. The Alakhnanda river make contributions approximately 66% and the river Bhagirathi make contributions approximately 34% to the river Ganga. The complete structural area of the river Ganges across Haridwar is almost 20,000.00 Km² in Himalaya Mountains ranges. This river is the life line of gigantic fertile agricultural track of the adjoining districts on it's both banks. The financial system of the inhabiting farmers typically is dependent upon the irrigation water which is regularly deliver from the river Ganga. In the year 1837 an immediate need of irrigation was felt in the doab due to the loss of almost 8 lakh lives in the region. Colonel Proby Cautley proposed a plan for a canal to counter the problem of drought and irrigation the region. In year 1842 the digging of canal started and in year 1855 the irrigation through the canal was commenced. This canal was named as Ganga Canal which was separated from the main river Ganga at Bhimgoda barrage near Har-ki-Pauri, Haridwar .The canal is administratively classified into the upper Ganges canal and lower Ganga canal which is named similar to upper Doab and lower Doab vicinity respectively. The canal is mainly used for irrigation, although some proportions of it is also used for navigation intent and for its building substances. Originally, the canal

had a head discharge of 6000 ft³/s (developed over time from 1842 to 1854). Presently, the Ganga Canal is widened up regularly to regulate the discharge of 295 m³/s. The canal waters virtually 9,000 km² productive agricultural land in the ten districts of Uttarakhand and Uttar Pradesh. In present times, the canal project is the reason of agricultural and environmental prosperity in these two states, and thus irrigation departments of the states keenly preserve the canal system [1].

2. Turbulence model Most of the fluid flows are turbulent which occur in our daily life. Distinctive examples of turbulent fluid flow are, the river, fluid flow in the ocean, canal water flow, flow of fluid in wash basins etc. It is difficult to define turbulent flow in few lines, but it has a number of characteristic features which help in recognizing its regime such as irregularity, diusivity, large Reynolds numbers, 3- Dimensional, Dissipation and Continuum. Modeling of turbulent flow is the development of a model and its use to estimate the turbulence effects. A turbulent fluid flow has characteristic structures of different time and length scales, which all intermingle with each other. To focus on modeling of large-scale and mean flow features of the flow the average the governing equations is obtained for the flow, but for most accurate results the small length scales and fluctuations should also be considered. When the flow is turbulent, the instantaneous flow variables (for example pressure and velocity) should be reduced to average and RMS value. One reason to decompose the variables is that when flow quantities are measured, more emphasis is made upon average values rather than their time responses. Second reason is that Navier-Stokes equation when numerically solved, a refined grid is needed to resolve all turbulent length scales and also need a fine resolution for time scale since turbulent flow is unsteady in nature [2].

There are many model available for turbulence fluid flow among these, K-epsilon (k-ε) model is the very common model used for turbulence in CFD to map average flow characteristics. It comprises of two partial differential equations which provides an account of turbulence. The reason behind development of the model was to replace the Prandtl's mixing-length model, also to look for an alternative to algebraically proposing length scales in moderate to high turbulent flows. The classic k-ε equations comprise of lot of unmeasurable expressions so to bring practical approach in the model, the standard model (Launder and Spalding, 1974 [3]) is opted which is founded on our knowledge of the fluid flow processes, thus reducing unknowns and developing the equations used in most of the fluid flow applications encountering turbulence. Rate of Change of k or ε + Transport of k or ε by convection = Transport of k or ε by diffusion + Rate of production of k or ε- Rate of destruction of k or ε

For kinetic energy of turbulent flow, k

$$\frac{\partial(pk)}{\partial t} + \frac{\partial(pku_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho\epsilon \quad (1)$$

and dissipation of energy ε

$$\frac{\partial(p\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(p\epsilon e_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2)$$

Where, v_i - stands for the velocity component in 'ith' direction, E_{ij} - stands for the component of rate of deformation, μ_t - stands for eddy viscosity.

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3)$$

The equations also consist of some adjustable constants like σ_k , σ_ϵ , $C_{1\epsilon}$ & $C_{2\epsilon}$ the constants values can be obtained by repetitive iterations for a wide velocity ranges. These are follows $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.00$, $\sigma_\epsilon = 1.30$, $C_{1\epsilon} = 1.44$ & $C_{2\epsilon} = 1.92$.

3. Species transport model Species transport in homogenous multi component model assumes that all the species are mixed on a molecular level and do not attempt to calculate any slip between the phases. Instead of any mixing this is assumed to come from turbulent diffusion. One set of governing

equations plus a species transport equation is solved. This method solves the conservation equations for convection, diffusion, and response sources for more than one aspect species.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (4)$$

This conservation equation describes the diffusion and convection of the mass fraction, of a species where Y_i called production rate by chemical reaction, and S_i called rate of creation due to effect of the dispersed phase and input sources. The diffusion flux J_i occurs due to concentration. Fick's law is the default:

$$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (5)$$

Where $D_{i,m}$ stands for mass diffusion coefficient and $D_{T,i}$ is thermal diffusion coefficient. This approximation is conventionally good. With turbulence, accommodation is necessary as mixing must be explicitly included as function of turbulence at shorter length scales.

4. Analysis based on species transport model. Mass transport study is done in fluid mechanics to obtain velocity field of flowing fluid in any control volume. Most of the transport phenomenon is probabilistic or statistical in nature because of erratic continuous motion of fluid particles. The governing laws which govern the transport phenomena are generally, continuity and Navier stokes equations, describe how the quantity being studied must be conserved. The continuity equation confirms the conservation of mass making the fluid flow valid and Navier-Stokes equations describes the relationship between fluid flux and the forces applied to the fluid. Mass Transfer in a system is governed by Fick's First Law. Diffusion flux is dependent on concentration gradient and the diffusivity of the substance in the flow going on from higher concentration to lower concentration. In the present study the sewage pollutant particles are getting mixed and transported along the stream flow of the canal.

4.1. Effect of sewage velocity. The dispersion of sewage pollutant at constant sewage velocity but the effect of sewage velocity on different parameters has also been analysed in fig. 1. It was observed that dispersion of sewage pollutant in to the upper Ganga canal increases with the increase of velocity of sewage flow. This observation that has been tracked at outlet of canal (at Ganeshpur Bridge) from fig. 1. that most of the dispersion effect of sewage pollutant has been observed near the left wall and further increases with the velocity of sewage along the width but rate of mass fraction of sewage pollutant reduces and fraction of sewage pollutant is more concentrated in left side at outlet near the wall of canal as shown in fig.1. Whereas, mass fraction of sewage is found very less in right side of canal due to less diffusion of pollutant.

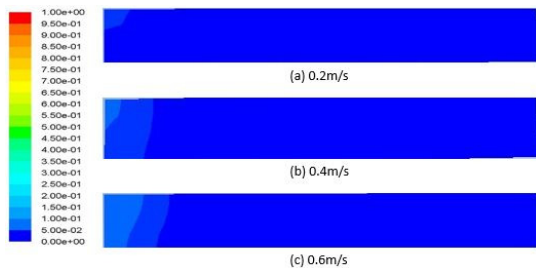


Fig. 1. - Contour of mass fraction of sewage pollutant at outlet of canal with five Open Sewage inlet.

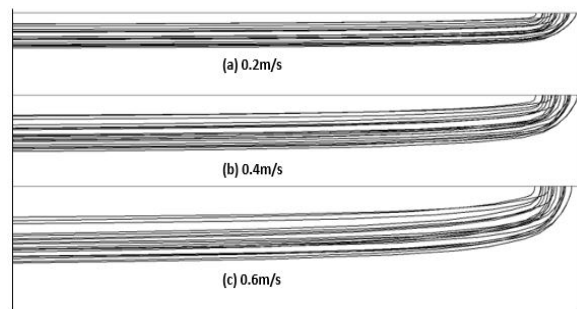


Fig. 2. - Flow behavior of sewage pollutant in canal

To predict the flow behaviour of sewage pollutant from individual sewage inlet, path line has been developed as shown in fig. 2. these path line indicates that effect of sewage pollutant from the top surface are increasing along the direction of fluid flow with the increase of velocity of sewage pollutant.

To analyse the result quantitatively, the mass fraction of the sewage pollutant has been tracked at the outlet of the computational domain (near to Ganeshpur Bridge). The fig. 3. shows the variation of mass fraction of sewage pollutant obtained at the outlet of canal after applying species

transport model in the analysis of upper Ganga canal near Ganeshpur Bridge. This graph depicts that with the increase in velocity mass fraction of pollutant is also increasing at the outlet of the canal. It is due to less time available for diffusion of pollutant within the canal water with respect to velocity of the flow. As the length of canal outlet is constant and sewage velocity is increased, this modelled cause shows that with the increase in velocity, diffusion within the pollutant is poor which cause an abrupt increase in fraction of the pollutant at the Ganeshpur Bridge. Steepness in the flow of sewage with mentioned velocity in the fig. 3. depicts an in-depth perspective of time with which the pollutant of respective sewage opening reaches the outlet. As it can be seen clearly from the graph that sewage opening which is more near to the outlet reaches outlet within less time when compared with the farthest sewage. Abrupt mixing of pollutant with opened sewages at an increased rate with increase in velocity. Equilibrium position of the sewage pollutant amount is achieved at

at the same time

irrespective of the velocity, as it can be clearly seen from the fig. 3.

5. Objective The objective of present work is to model the upper Ganga canal Roorkee and numerically simulate to predict the pollutant dispersion in two phase fluid flow CFD model of Roorkee Upper Ganga Canal (UGC) and validation based on velocity at different divergence will be performed to check the accuracy and trust worthiness of the model. Present study aims with the following specific objectives:

- To study the change in concentration of water by addition of pollutant from different sewage position.
- To study the effect of change of inlet velocity of sewage.

6. Conclusion

- It was observed that at higher velocities, the rate of mass fraction of tracer at outlet decreased and dispersion increased. Concentration of pollutant toward the depth along the canal also decreased because of diffusion process in case of species transport analysis.
- Although concentration of pollutant was decreasing from the main source of pollutant with the time along the canal for a fixed velocity of sewage as a result of dispersion.
- Dispersion of pollutant was observed to be increasing along the width of specified domain with respect to opening of sewage.
- Effect of pollutant dispersion toward the depth was increasing along the longitudinal

References:

1. *Upper Ganges Canal. The imperial Gazette of India* V. 12 p. 138. Brown, Joyce (1980), A Memoir of Sir Proby Cautley. Colonel Sir Proby T Cautley. Report on the Ganges Canal Works, from the commencement until the opening of the Canal in 1854 (London Smith Elder and Co. 1860).
2. *Ganges Canal*, Compiled by Sir Proby Thomas Cautley, Publisher C.E.C. Press 1854. The Ganges Canal by Arthur Cotton. Jan Lucassen, The brickmakers' strikes on the Ganges canal in 1848-1849
3. *Division, W. R. (1995) 'Simulation models for conservative and neoconservative solute Transportation* ROBERT L. RUNKEL', Water, (226), pp. 153-159.

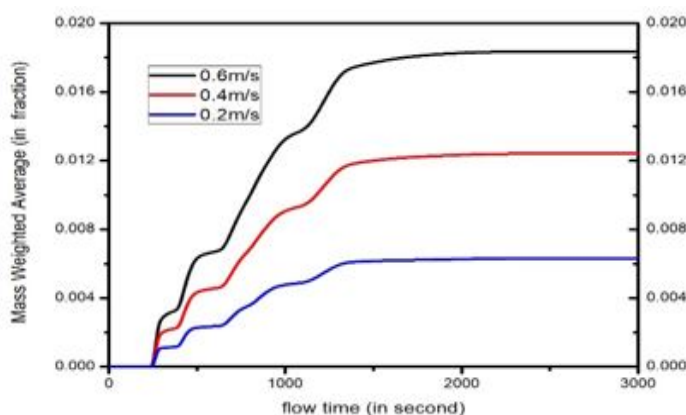


Fig. 3. - Variation of Mass weighted average of sewage pollutant with flow time at different velocity of sewage

NUMERICAL STUDY ON THE EFFECT OF AL₂O₃/WATER AND TiO₂/WATER NANOFLUIDS ON FORCED CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN A FLAT TUBE

Soares, A.A.^{1,3}, Ribeiro, J. A.^{1,4} Ribeiro, L.F.^{2,3}

1-School of Science and Technology, Universidade de Trás os montes e Alto Douro, Portugal

2-Mechanical Technology Department, Instituto Politécnico de Bragança, Portugal

3-Centre for Renewable Energy Research – INEGI – Portugal

4-Centre for the Research and Technology of Agro-Environmental and Biological Sciences – Portugal

Abstract

Most conventional fluids, such as water, ethylene glycol and engine oil, have limited thermal capabilities properties, which may impose restrictions in many thermal applications. On the other hand, correctly there is an extensive research that has proven that nanofluids (suspensions of nanometer-sized metallic particles in a base fluid) are better heat transfer agent than conventional fluids, e.g. [1]. An important application of nanofluids can be used in refrigeration systems such as automobile radiators with an important impact in the reduction of the sizes of radiators.

In this work we investigate numerically the forced convective heat transfer of two nanofluids Al₂O₃/water and TiO₂/water in a flat tube of a standard automobile radiator to quantitatively evaluate the enhanced heat transfer characteristics. The heat transfer characteristics of nanofluids under forced convection were investigated for different volumetric concentrations of nanoparticles between 0.25 and 10.0 %, and compared with the base fluid (water). The computational simulations were carried out with the *Ansys Fluent* software package.

The focus of this research is to compare the flow and heat transfer to the cases where water properties are considered constant and dependent of the temperature. To the best of our knowledge, numerical studies involving nanofluids in the flat tubes of a radiator under the conditions of the present study have not been done so far. Thus, the numerical results obtained were validated for water flow by comparing the friction factor and the Nusselt number in the flat tube with theoretical and empirical results available in the literature.

Heat transfer results are presented for temperature, convective heat transfer coefficient, heat flux, Prandtl number and Nusselt number (Nu) in the range of conditions studied as well as flow and nanofluids characteristics like friction factor, pressure loss, dissipated power, density, viscosity, thermal conductivity and specific heat. The results obtained with nanofluids promise efficient heat transfer to develop more efficient heat transfer fluids for use in automobile motors and industrial equipment, since the presence of alumina and titanium dioxide nanoparticles provide a greater cooling compared with the base fluid (water).

For the fluid flow in radiators, the compression work and the viscous dissipation are negligible. Under these conditions, we have numerically solved the following governing equations under a 3D flow field using the computation fluid dynamics (CFD).

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \quad (1)$$

$$\rho_{nf} (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \vec{v} = -\vec{\nabla} p + \mu_{nf} \vec{\nabla}^2 \vec{v} \quad (2)$$

$$\rho_{nf} c_{p,nf} (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) T = k_{nf} \vec{\nabla}^2 T \quad (3)$$

Many studies have shown that the low particle volumetric concentration of the nanoparticles in the base fluid makes it behave like a single-phase fluid, e.g. [1, 2]. The equations adopted in present work to the thermophysical properties of nanofluids; density, viscosity, specific heat and

thermal conductivity were obtained from [3, 4]. The volumetric concentrations of nanoparticles ranged from 0.25 and 10.0 %. The properties of water and nanoparticles were withdrawn from [5, 6], Table 1.

Table1.

Properties of the nanoparticles and water at temperature of 30°C

Material	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg.°C)	k (W/m.°C)	μ (Pa.s)
water	995.349	4179.642	0.6146	0.0007998
Al ₂ O ₃	3880	773	36	
TiO ₂	4175	692	8.4	

The geometry of the flatted tube has a larger diameter, smaller diameter and length of 9.0, 3.0 and 345 mm, respectively [7].

The system of governing Eqs. (1)–(3) was solved by the finite volume method approach using the *Fluent*. Specification on the numerical methods used can be found in our previous work [8, 9]. For all simulations performed, converged solutions were considered when the residuals resulting from the iterative process for all conservative equations were lower than 10^{-8} .

The boundary conditions used were: on the tube wall are applied the usual no-slip condition ($v = 0$) and the constant temperature condition (isothermal wall, $T = 30^\circ\text{C}$); at the tube outlet was applied the condition *pressure-outlet* of *Fluent*; at the tube inlet was imposed the temperature of 90°C and in the case of the constant water properties were imposed the velocities of 0.0429 and 0.3434 m/s (calculated for $Re = 250$ and 2000 for water at 30°C) and in the case of the temperature-dependent water properties were imposed the velocities 0.0172 and 0.1376 m/s (calculated for $Re = 250$ and 2000 for water at 90°C).

For the choice of appropriate mesh, additional tests for water flow with constant properties at $T = 30^\circ\text{C}$ were carried out for Reynolds numbers from $Re = 250$ to 2000 in meshes with 21576, 46138, 104949 and 159962 nodes. The tests carried out using four meshes showed that the gain in accuracy of the friction factor and average Nusselt number which resulted from the use of the finest mesh (159962 nodes) was overall <2%. Then the mesh with 104949 nodes was selected for the present study.

Some of the results obtained in this research are shown in the Figures 1 and 2. Figure 1 shows the average temperature along the flatted tube. The temperature decreases along the tube and with the concentration of nanoparticles. Both nanofluids show the same behaviour. In the case of the constant water properties, Figure 1(a) and (b), for Al₂O₃ and $Re = 250$ the temperature decreases 46.56 K and 50.47 K for concentrations 0.0% and 10.0% respectively, whereas for $Re = 2000$ decreases 23.37 K and 25.58 K for concentrations 0.0% and 10.0%, respectively. For concentration of 10.0% and TiO₂/water the temperature decreases about 2 K less than for Al₂O₃/water.

In the case of the temperature-dependent water properties, Figure 1(c) and (d), the temperature decrease is more pronounced. For Al₂O₃ and $Re = 250$, the temperature decreases 57.03 K and 58.69 K for concentrations 0.0% and 10.0%, respectively. For Al₂O₃ and $Re = 2000$, the temperature decreases 33.42 K and 35.90 K for concentrations 0.0% and 10.0%, respectively. For concentration of 10.0% and TiO₂/water the temperature decreases about 1.5 K less than for Al₂O₃/water.

Figure 2 shows, for $Re = 250$, the variations of local Nusselt number (Nu) along the line-1 and line-2 (see flat tube representation in the upper right corner of Figure 2). Line-1 is located on the plan wall and line-2 is located on the curved wall. Nu decreases along both lines however that decrease is more pronounced in the line-2 because that line is further away from the center of the tube. An increase in the nanoparticles concentration results in a decrease in Nu for both nanoparticles. However, this decrease is slightly higher for Al₂O₃.

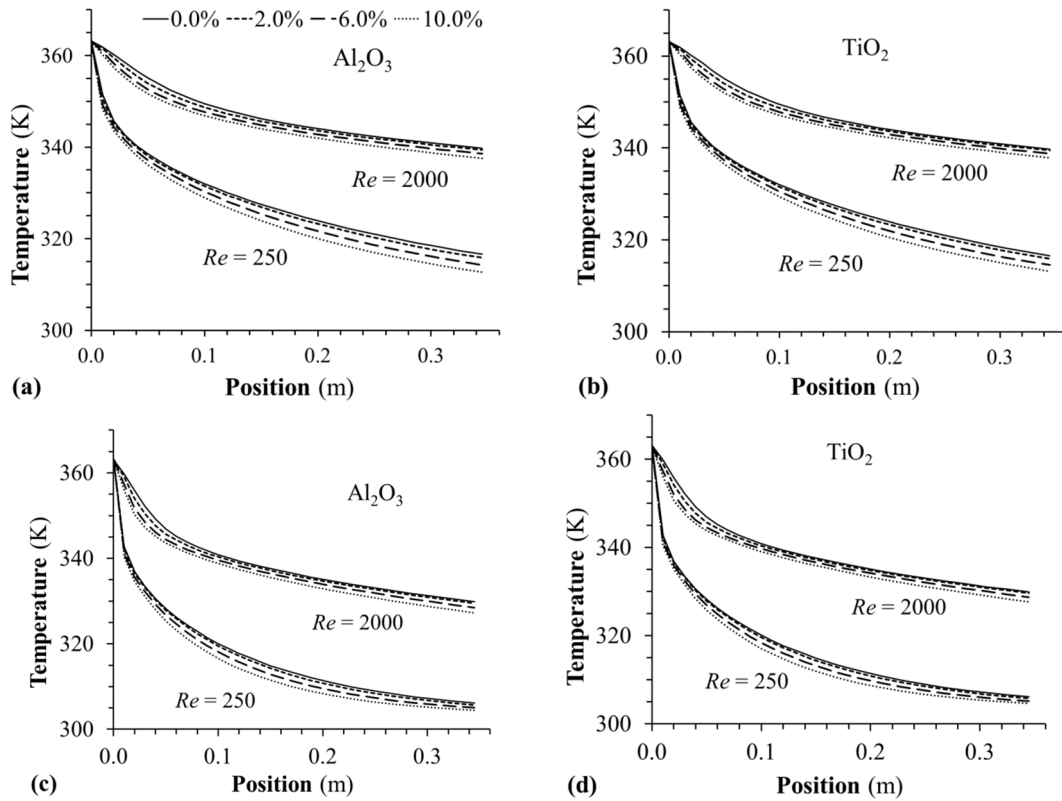


Figure 1. Temperature along the tube as a function of nanoparticle concentration, for $Re = 250$ and $Re = 2000$ at the tube inlet. For the cases of the constant water properties (a) Al_2O_3 and (b) TiO_2 , and temperature-dependent water properties, (c) Al_2O_3 and (d) TiO_2 .

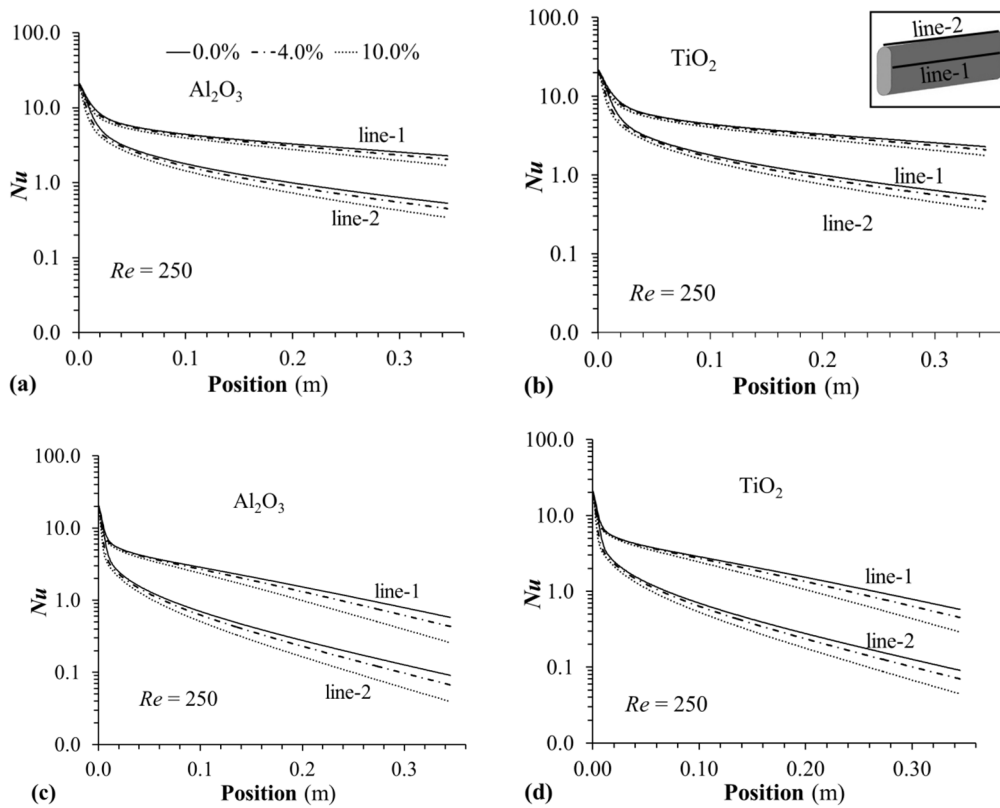


Figure 2. Nu along the line-1 and line-2 as a function of nanoparticle concentration, for $Re = 250$ at the tube inlet. For the case of the constant water properties (a) Al_2O_3 , (b) TiO_2 , and temperature-dependent water properties (c) Al_2O_3 , (d) TiO_2 .

References

- [1] Maiga, S.B., Palm, S.J., Nguyen, C.T., Roy, G., Galanis, N. (2005), Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 26: 530–546.
- [2] Akbarinia, A., Behzadmehr, A. (2007), Numerical study of laminar mixed convection of a nanofluid in horizontal curved tubes, *Appl. Therm. Eng.*, 27, (8–9): 1327–1337.
- [3] Vanaki, Sh. M., Ganesan, P., Mohammed, H. A. (2016), Numerical study of convective heat transfer of nanofluids: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54: 1212-1239.
- [4] Pak, B. C., Cho, Y. I. (1998), Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *International Journal of Experimental Heat Transfer*, 11: 151-70.
- [5] Pramuditya, S. (2011), Water thermodynamic properties. Physics Department - Technical Document. <http://portal.fi.itb.ac.id/tecdoc/waterprop/>.
- [6] Sharma, K. V., Sharma, P. K., Azmi, W. H., Rizalman, M., Kadirgama, K. (2012). Correlations to predict friction and forced convection heat transfer coefficients of water base nanofluids for turbulent flow in a tube, *The International Journal of Microscale and Nanoscale Thermal and Fluid Transport Phenomena*, 3, (4): 1-25.
- [7] Hussein, A. M. Bakar, R. A., Kadirgama, K., Sharma, K. V. (2014), Heat transfer augmentation of a car radiator using nanofluids, *Heat Mass Transfer*, 50: 1553–1561.
- [8] Sousa, P., Soares, A., Monteiro, E., Rouboa, A. (2014), A CFD study of the hydrodynamics in a desalination membrane filled with spacers, *Desalination*, 349: 22-30.
- [9] Soares, A. A., Silva, J., Monteiro E., Rouboa A. (2017), Pulsating flow effects on hydrodynamics in a desalination membrane filled with spacers, *Desalination*. DOI: 10.5772/intechopen.68777.

УДК 637.134

ГІДРОДИНАМІЧНА ОБРОБКА МОЛОКА ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ

Бондаренко Р.М., Семінська Н.В.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація:

В роботі розглянуто особливості технології гідродинамічної обробки молока з використанням кавітатора під час транспортування молока. Запропоновано оригінальну схему кавітаційної обробки молока безпосередньо при транспортуванні його до пунктів призначення.

Ключові слова: гідродинамічна кавітація; пастеризація; молоко; кавітатор, транспортування

У комплексі заходів щодо підвищення якості продукції, одержаної на підприємствах молочної промисловості, головну роль грають запитання, пов'язані зі зберіганням первинних властивостей молока в процесі його транспортування до місця переробки. [1]

При цьому спосіб транспортування сировини на молочний завод істотно впливає не тільки на якість одержуваної продукції, але й на економіку переробного підприємства в цілому.

Невелика кількість молока перевозиться у флягах вантажними автомобілями. При цьому способі великі витрати праці на вантажно-розвантажувальні операції і втрати молока, а умови перевезення не відповідають санітарно-гігієнічним вимогам до харчових продуктів. Якщо молока 1000 л і більше, то доцільно використовувати автоцистерни, що дозволить збільшити в два рази продуктивність праці і на 30-35% знизити транспортні витрати

Наскільки ретельно під час транспортування будуть дотримуватися всі ветеринарно-санітарні норми, залежить якість кінцевого продукту. Тому обробка молока налічує декілька етапів обробки. Одним із основних є його пастеризація. [2]

Існує велике різноманіття варіацій пастеризації молока, одним із яких є пастеризація молока гідродинамічною кавітацією.

Турбулентні і кавітаційні явища супроводжуються інтенсивним нагріванням рідини, і якщо створити відповідні умови, то можна досягти температур пастеризації чи стерилізації різних харчових рідин.

За рахунок схлопування кавітаційних бульбашок рвуться оболонки бактерій, і температури 78-80°C цілком достатньо для повного знищення найнебезпечнішого збудника кишкових інфекцій - палички Коха, яка, як відомо, гине при температурі 90-95 °C.

Однією із переваг гідродинамічних апаратів є те, що вони є дуже економними: для теплової обробки і гомогенізації 1000 л молока достатньо, як правило, всього 10-12 кіловат-годин електроенергії. При цьому апарат паралельно перемішує продукт, що нагрівається і здійснює його гомогенізацію. [2]

Проблематика. В нашій країні є досить розповсюдженим збір коров'ячого молока у селищах молоковозами. Відповідно при транспортуванні молока від точок збору (влітку при спекотних погодних умовах) до молокозаводу виникає певна проблема - тепле молоко (не оброблене заздалегідь) потрапляє в цистерну та за час транспортування має здатність скисати.

Мета: вирішення проблеми шляхом обробки молока безпосередньо під час транспортування за рахунок обробки гідродинамічним кавітатором.

Для вирішення поставленої мети було розроблено оригінальну схему кавітаційної обробки молока (рис.).

Гідравлічна система складається з насосів Н1 та Н2, розподільників Р1 та Р2, за рахунок яких відбувається зміна напрямку протікання молока, кавітаторів К1 та К2, які здійснюють обробку молока, зворотних клапанів ЗК1 та ЗК2, баків Б1 та Б2, фільтру Ф, охолоджувача Ох та крана Кр, який відповідає за подачу молока з молоковозу.

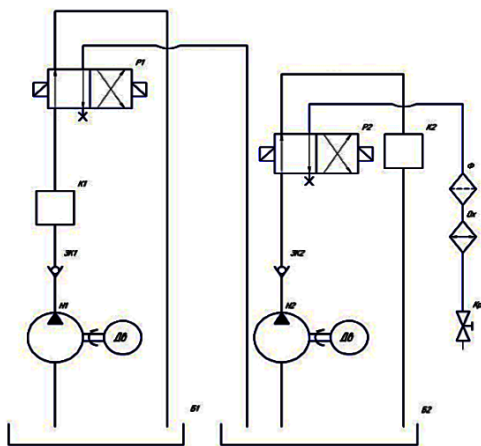


Рис. Принципова схема гідродинамічної обробки молока

Дана гідравлічна система має певну особливість обробки молока, яка полягає в прогоні вмісту ємності Б1 (яка заповнюється в першу чергу) через кавітатор К1 і при достатньому рівні обробки молока в цій ємності - перекачуванні вже обробленого молока до наступного баку Б2 (за рахунок спрацювання розподільника Р1 за електричним сигналом), з якого також буде здійснюватись обробка молока (через кавітатор К2). Таким чином забезпечується уникнення можливості попадання необробленого молока (зі шкідливими бактеріями) до вже повністю готового до споживання продукту. Після здійснення обробки молока, спрацьовує розподільник Р2, молоко проходить через фільтр Ф та охолоджувач Ох до споживача.

Висновки. В результаті проведеної роботи було розроблено оригінальну схему гідродинамічної кавітаційної обробки молока, яка дозволяє обробляти молоко безпосередньо при транспортуванні його молоковозом до пункту призначення, що значно здешевлює даний процес.

Список літератури

1. <http://helpiks.org/3-29386.html>
2. В. Донцов, В. Бакланов, В. Бордів, Н. Михайлов «Пастеризація молока / Обробка в домашніх умовах»
3. Інтернет-джерело: <http://tekmash.ua>

УДК 662.758

ОСОБЛИВОСТІ ВРАХУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИ РОЗРАХУНКУ ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ В РОТОРНО-ПУЛЬСАЦІЙНИХ АПАРАТАХ

Семінський О.О., Косенко В.В.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м.Київ

***Анотація.** Наведено результати дослідження, що полягало у проведенні аналітичного огляду тематичних інформаційних ресурсів, спрямованого на виявлення підходів до визначення розрахунковим шляхом витрат енергії у роторно-пульсаційних апаратах, складанні загальної методики розрахунку і її використанні для обчислення енерговитрат для двох варіантів конструкції апарата (пульсаційного та імпульсного), а також формулюванні рекомендації щодо врахування властивостей рідкого середовища, динаміки ротора і параметрів конструкції робочих органів при обчисленні значення потужності приводу роторно-пульсаційного апарата.*

***Ключові слова:** критерій потужності, критерій Рейнольдса, робоча ступінь, роторний-пульсаційний апарат.*

Роторно-пульсаційні апарати (РПА) – це високоефективне обладнання, що активно застосовується в промисловості. Їх переваги над іншими типами гідромеханічного обладнання зумовлені комплексним багатофакторним впливом на рідину, що дозволяє пришвидшити протікання технологічних процесів у багатокомпонентних рідких системах. Різноманітність варіантів поєднання за інтенсивністю сукупності впливів на рідини в РПА призводить до встановлення значної кількості різноманітних формул, що рекомендуються для визначення характеристик апаратів і параметрів технологічних процесів, що проводяться у них. Однак, у більшості випадків, такі формули визначені для однієї або декількох обраних конструкцій РПА, що працюють у заданих умовах. Наслідком цього є відсутність систематизованого підходу до обґрунтування рекомендацій щодо визначення конфігурацій і параметрів робочих органів апаратів при заданих режимах роботи. Тому дослідження у цьому напрямі актуальні.

На основі проведеного авторами аналітичного огляду інформаційних ресурсів, відібрано формули для визначення витрат енергії в РПА. В якості критеріїв відбору прийнято:

- повнота опису щодо одержання формул та величин, що входять до їх складу;
- наявність відомостей щодо практичної апробації формул;
- наявність посилань на публікацію, у якій запропоновано відповідні формули, в інших джерелах інформації.

Запропоновано методику розрахунку, за якою, з використанням обраних формул, визначено витрати енергії в РПА для пульсаційного та імпульсного варіантів конструкцій апарата. Розрахунки проведено за даними [1 і 2].

Методика передбачає визначення потужності однієї робочої ступені, утвореної розміщеними на одному колі робочими елементами ротора і протилежними їм робочими елементами статора, і загальної потужності РПА в цілому (без врахування витрат енергії). Загальна потужність РПА визначалась як сума потужностей робочих ступіней, до якої додавались значення потужності ступеней «крилатка – статор» і «ротор – корпус апарата» (за наявності таких у конструкції). Причому, визначення величини потужності в останніх двох із зазначених випадків проводилось за тією ж формулою, що і для робочих ступіней. Додатково враховано потужність на торцеве тертя в зазорі між основою ротора і корпусом апарата.

Результати порівняльного аналізу формул, що забезпечують найбільшу точність розрахунку, дозволяють виявити їх спільні ознаки і зробити такі узагальнення:

1. В кожному із виділених математичних виразів присутні параметри, що враховують: властивості середовищ, які піддаються обробці; динаміку обертання ротора; характерні геометричні розміри ротора.

2. Математичні вирази представлені у вигляді критеріальних залежностей, що мають загальний вид

$$K_N = f(\text{Re}, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots),$$

де K_N - критерій потужності; Re - критерій Рейнольдса; Γ_1, Γ_2 , та ін. – сімплекси геометричної подібності.

2.1. При визначенні значення критерію Рейнольдса за формулою

$$\text{Re} = \frac{\rho n D^2}{\mu},$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості середовища, що піддається обробці; ρ – густина середовища, що піддається обробці; n – частота обертання ротора; D – діаметр ротора; критерій Рейнольдса використовується піднесеним до ступеня -0,3.

2.2. Вплив ширини радіального зазору між ротором і статором враховано сімплексом $\Gamma_1 = \delta/D$, для якого показник ступеня становить 0,2.

2.3. Вплив ширини прорізів у робочих органах пропонується враховувати відношеннями

$$\Gamma_2 = \frac{a_c z_c}{D} \text{ і } \Gamma_3 = \frac{a_p z_p}{D},$$

де a_c і a_p – ширини прорізів статора і ротора; z_c і z_p – кількості прорізів статора і ротора.

При проведенні розрахунків як відношення Γ_2 , так і відношення Γ_3 доцільно підносити до степені 0,7.

3. Вираз для обчислення величини критерія потужності робочої ступені може бути приведений до однакового вигляду:

$$K_N = \frac{N}{\rho n^3 b D^4},$$

у якому для визначення величини критерію потужності, на відміну від перемішувальних пристроїв, використовуються два визначальні розміри – висота прорізів (b) і діаметр ротора (D). Причому, значення висоти прорізів береться у першій степені, а значення діаметра ротора – у четвертій.

За результатами розрахунків встановлено, що більшість відомих формул для визначення потужності РПА не відрізняється універсальністю і не може бути рекомендована для розрахунків апаратів, конструкція робочих органів або компоновання яких відмінні від тих, для яких безпосередньо одержані ці формули. Таким чином, використання існуючих підходів до енергетичного розрахунку РПА потребує ретельного обґрунтування для кожного конкретного випадку, що ускладнює розробку і підбір обладнання.

Врахування наведених ознак дозволяє більш правильно підійти до вибору параметрів РПА на етапах конструювання або підбору обладнання.

Виявляється перспективним продовження досліджень, спрямованих на знаходження більш універсальних і точних формул для визначення енергетичних характеристик РПА.

Список літератури:

- Балабудкин М.А.* Роторно-пульсационные аппараты в химико-фармацевтической промышленности. / М.А. Балабудкин. – М.: Медицина, 1983. – 160 с.
Червяков В.М. Использование гидродинамических и кавитационных явлений в роторных аппаратах. / В.М. Червяков, В.Г. Однолько. – М.: Машиностроение, 2008. – 116 с.

УДК 62:631.352:62-82:519.87

МЕХАТРОНІКА В МАШИНОБУДУВАННІ

Веселовська Н.Р., Малаков О.І.

Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

Проблема мехатронних систем на транспорті і в тягових машинах різного призначення виникла в останні роки, коли автоматика прийшла в автомобілі та трактори. Головним чином – в закордонні транспортні засоби. Легко припустити появу прогресуючого розвитку на автомобілях та тракторах вітчизняного виробництва в найближчому майбутньому, а разом з нею і розвиток на них мехатронних систем. Уже усталене в технічному світі поняття «мехатроніки» в найзагальнішому тлумаченні полягає в наступному: будь-який мехатронний об'єкт, або інакше мехатронний комплекс, являє собою нерозривну єдність трьох компонентів – механічних агрегатів, електро- або електрогідравлічних пристроїв управління ними та їх автоматизації. Ці три складові перебувають у складній синергічній взаємодії і нерозривному функціонуванні, а також інформаційному зв'язку.

Провідну і визначальну роль в цій тріаді на наше переконання грає автоматика, наймолодша з них, що власне і породила цей технічний напрямок. Поява в світовому авто- і тракторобудуванні автоматики, особливо комп'ютерної та мікропроцесорної, призвело до перебудови закордонної системи проектування і переведення її на мехатронні рейки, на методи єдиного комплексного проектування всіх трьох складових мехатронних комплексів.

Однією з перспективних областей застосування мехатронних систем на сьогоднішній день є автомобілебудування. Якщо говорити про виробництво автомобілів, то впровадження таких систем дозволяє досягти певної гнучкості виробництва, швидко впроваджувати новітні розробки вчених, конструкторів, доносити їх до конкретного споживача продукції. Сам автомобіль, тим більше, сучасний автомобіль, є об'єктом підвищеної уваги з боку конструкторської думки. Сучасна експлуатація автомобіля вимагає від нього підвищених вимог з безпеки управління, та в силу все зростаючої автомобілізації населення – посилення вимог щодо екологічної чистоти. Особливо це актуально для великих міст. Для створення таких умов і потрібне створення мобільних слідкуючих систем, що контролюють та коригують параметри роботи вузлів і агрегатів, досягаючи оптимальних показників з екологічності, безпеки, зручності експлуатації автомобіля. Нагальна необхідність комплектувати двигуни автомобілів більш складними і дорогими паливними системами багато в чому пояснюється введенням все більш жорстких вимог щодо вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах, що, на жаль, у нас поки не актуально.

Очевидно, вже найближчим часом "органи чуття" стануть ще досконалішими. У Німеччині затверджений проект "Інвент" (INVENT - "розумний транспорт і корисна техніка"), в якому беруть участь BMW, Volkswagen, Bosch, та інші гранди індустрії. У найближчі кілька років фірми обіцяють навчити автомобіль орієнтуватися в дорожній ситуації, попереджаючи помилки водія. Звичайно, роль людини в управлінні залишиться головною, заявляють керівники проекту, електроніка покликана лише допомагати в складних випадках.

Одна з систем буде контролювати проходження поворотів і перестроювання. Електронний помічник врахує вплив бокового вітру, ухил дороги, її нерівності та внесені корективи ще до виникнення критичної ситуації.

В пробках допоможе функція Stop and Go. Ставши в хвіст колони, натискаємо спеціальну кнопку, а далі машина сама керується двигуном і гальмами. Втім, Bosch працює над модернізованою системою ESP (електронний контроль стійкості), стабілізуючою автомобіль не тільки дією гальм, але і дією рульового управління.

Автомобілі стануть «уважнішими» за людину. Адже люди не вмiють читати думки на відстані і прораховувати ситуацію з комп'ютерною швидкістю, проте вмiють міркувати, відчувати і створювати машини, які роблять життя легшим і безпечнішим.

Від все більш популярних гібридних автомобілів залишився один крок до колісних "дизель-електроходів", де колеса призводять до руху вбудовані в них електродвигуни.

Конструкція компактних електромоторів вже не таємниця для розробників. Головна проблема - їх маса. Адже статор з ротором плюс обмотки сильно навантажують колесо, будучи "шкідливими" невіднесеними масами. Через це погіршується поведінка автомобіля на вибоїнах та його стійкість. Мабуть, саме ця обставина і стримує розвиток подібної схеми приводу, в іншому - одні переваги.

У Франкфуртському салоні фірма Bridgestone (вона займається не тільки шинами) продемонструвала "революційний динамічний демпфер для мотор-колiс". Зрозуміло, докладно про будову не розповідали. Але суть в тому, що, по-перше, вдалося підвісити електромотор всередині колеса, а по-друге, домогтися того, щоб його коливання були протифазними коливанням самого колеса і при додаванні взаємно знищувалися.

У наш час автоматичні системи в автомобілі сприймаються вже як щось само собою зрозуміле. Але автоматика буває різною. Одна справа, скажімо, забезпечення мікроклімату, зовсім інше - керування автомобілем або, наприклад, зміна параметрів стійкості та керованості. Автомобільні автоматичні системи відрізняються рівнем розв'язуваних завдань. Все ж підтримувати постійну температуру в салоні і навіть постійну швидкість дещо простіше, ніж, наприклад, управляти гальмуванням в граничній ситуації (яка кожного разу хоч у чомусь, але інша).

Європейським лідером «автоматизації» серійних легкових автомобілів, без сумніву, слід визнати концерн DaimlerChrysler, який успадкував всі заслуги Daimler Benz. Назви багатьох відомих нині автоматичних систем міцно асоціюються у нас саме з Mercedes-Benz S-класу, на якому вони вперше були освоєні в серійному виробництві, і звідки потім переходили на масові моделі.

На теперішній час можна спостерігати, як технічний прогрес продовжує брати своє. Нарешті вітчизняна автомобільна промисловість стала широко впроваджувати нові типи систем подачі палива, оснащувати автомобілі анти блокувальними системами гальм, правда лише малі партії автомобілів. Здається, що для реального поштовху в розвитку адаптивних систем управління необхідні нові підходи в розробці технічної документації, спрямовані на підвищення конкурентоспроможності вітчизняної продукції, підвищення вимог з боку споживача, тощо. Необхідно сміливіше впроваджувати у виробництво нові прогресивні технології, що дозволяють отримувати закінчений продукт, звичайно заздалегідь перевірений в умовах реальної експлуатації. Такому прориву також сприятиме можливість вибору автомобілів у споживача на рівних умовах між вітчизняними та іноземними марками.

Список використаних джерел

1. Мехатроніка в машинобудуванні [Електронний ресурс] // studmed. – 2007. – Режим доступу до ресурсу: http://www.studmed.ru/mehatronika-v-mashinostroenii_49257892c1a.html
2. Мехатроніка і робототехніка [Електронний ресурс] // Портал УрФУ. – 2006. – Режим доступу до ресурсу: <https://mmi.urfu.ru/ru/abiturient/napravlenija-podgotovki-i-obrazovatelnye-programmy/mekhatronika-i-robototekhnika/>
3. Автомобільні мехатронні пристрої [Електронний ресурс] // Студопедія. – 2012. – Режим доступу до ресурсу: <https://studopedia.org/2-67712.html>