

УДК 621.35:531.65:577.4

М.М. Можаровський.

## ЕКОЛОГІЧНІ ПЕРСПЕКТИВИ ТА ДЕЯКІ ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ АКУМУЛЯТОРІВ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

*Як один з варіантів покращення екологічного становища може стати використання гібридних двигунів на транспортних засобах. Такі двигуни являють собою поєднання двигуна внутрішнього згоряння з акумулятором кінетичної енергії (маховиком) і можуть суттєво забезпечити зниження шкідливих викидів в атмосферу, економію пального та більший ресурс самого двигуна.*

*Проблемою залишається створення високоефективного ротора маховика. Використання нових матеріалів (волокнистих композитів) дозволяє створити конструкцію високоенергетичного ротора, але такий ротор повинен мати високі швидкості, що породжує великі аеродинамічні втрати. Розглядаються питання аеродинамічних втрат та коефіцієнту корисної дії роторів маховиків.*

Питання, пов'язані з накопиченням, зберіганням та збільшенням концентрації накопиченої енергії завжди носять актуальний характер і являють собою один з передових напрямків в науці і техніці.

Серед різних способів накопичення і концентрації енергії маховики, або акумулятори кінетичної енергії (АКЕ) відомі найбільш давно. Маховики належать до числа самих древніх механізмів і їх винахід можна поєднати з винаходом людства колеса. Багато маховиків різних типів уже використовуються в інженерній практиці, а також оцінюються можливості нових конструкцій. Але незалежно від древнього віку цієї ідеї і великої кількості запропонованих варіантів її використання, маховичні системи ще не знайшли широкого використання в сучасній техніці.

Перешкодами на шляху широкого впровадження АКЕ виявились деякі труднощі технічного та економічного характеру

Технічна можливість створення маховичних систем накопичення енергії для більшості областей техніки не викликає сумнівів, питання визиває економічна доцільність. Тому, із-за труднощів в визначенні економічної ефективності АКЕ, в технічній літературі можна зустріти дуже широкий спектр оцінок їх перспективності - від самих песимістичних до самих оптимістичних.

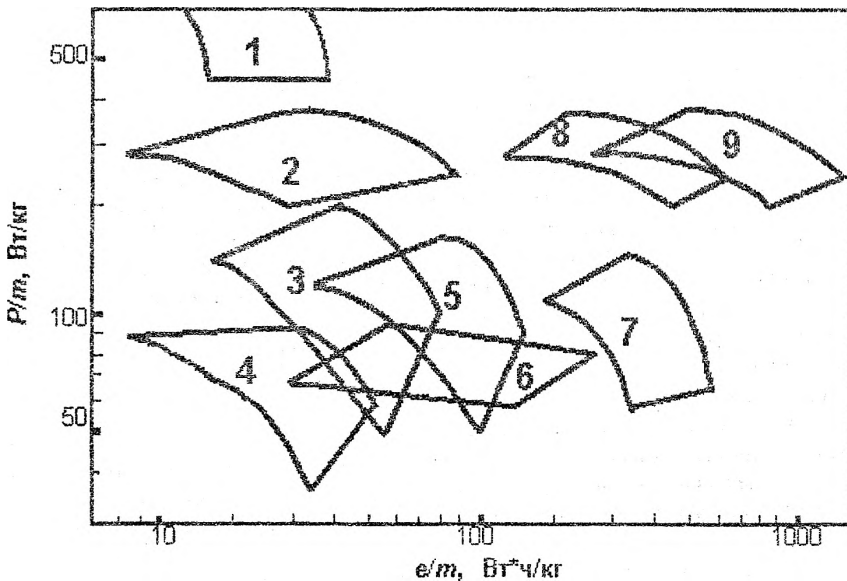
В цілому, перспективи можливого використання АКЕ детально досліджуються в роботі Н.В. Гуліа [1].

На даному етапі розвитку суспільства АКЕ, що пригодні для установки на транспортних засобах являються вкрай необхідними. Особливо гостро ця проблема починає відчуватись на транспортних засобах внутрішньоміських перевезень. В роботі [2] показано, що використання маховика в поєднанні з двигуном внутрішнього згоряння забезпечує суттєву економію пального і зменшує шкідливі викиди в навколишнє середовище.

Деякі розрахунки, що фігурують в технічній літературі, показують, що приблизно 65% енергії, споживаємої міськими транспортними засобами, витрачається на їх прискорення, а потім ця енергія майже повністю розсіюється при гальмуванні. Ці розрахунки ще раз підкреслюють, наскільки актуальним являється питання регенерації енергії, що вивільнюється при гальмуванні транспортних засобів. Додатковим позитивним ефектом в рекуперативному гальмуванні може бути зменшення кількості шкідливої для здоров'я азбестової пилі, що утворюється при зношенні гальмівних накладок.

Якщо розглядати конкретно режим рекуперативного гальмування, то необхідно відмітити, що його можна реалізувати декількома способами, використавши для цієї мети електрохімічні, кінетичні, пружні, гідравлічні та пневматичні акумулятори. Враховуючи той факт, що потужність, необхідна для зупинки транспортного засобу, велика (особливо при екстремному гальмуванні), то для поглинання такого згустку енергії електрохімічні батареї будуть неефективними. Іншим негативним показником використання електрохімічних батарей являється скорочення строку їх служби при високих рівнях потужностей зарядки - розрядки. У батарей інших типів з високими характеристиками питомої потужності строк служби також скорочується хоч і в меншій степені; одночасово зменшується питома енергоємність. За результатами досліджень питомої потужності і енергоємності накопичувачів енергії і двигунів внутрішнього згоряння різних типів (рис.1), що

проводились в роботі [ 3 ], можна затверджувати , що АКЕ за даними характеристиками являється одним з оптимальних варіантів рекуперативного гальмування. Пневматичні акумулятори являються непридатними в більшості випадків із-за низького К.К.Д. та низької масової енергоємності. Більш придатними можуть стати гідроакумулятори, або акумулятори пружної енергії. Але умовам роботи транспортних засобів в більшій степені будуть відповідати маховичні накопичувачі, завдяки їх високій питомій потужності. Враховуючи до цього низький рівень акустичного і хімічного забруднення середовища в поєднанні з збільшенням терміну служби основного двигуна, високим комфортом і, ймовірно зниження експлуатаційних витрат роблять доцільною розробку транспортних засобів з гібридним приводом навіть тоді, коли К.К.Д. його буде не більшим, ніж в основного двигуна. Це підтверджується і розрахунковими оцінками потенційних можливостей схем компоновки і керування гібридними приводами, а також ефективності таких транспортних засобів, що приводяться в роботах [ 4 ] і [ 5 ]. Досить цікавою областю використання АКЕ в дорожніх транспортних засобах може стати система запуску двигунів. За інформацією деяких джерел можна економити в міському циклі приблизно 10% пального, якщо в період гальмування відключати двигун . Для запуску після гальмування в цьому випадку ефективним буде використовувати енергію АКЕ.



Мал.1. Области співвідношень між масовими потужністю та енергомісткістю, характеризуючі найбільш ефективно використання різних типів акумуляторів і двигунів внутрішнього згоряння [ 3 ]

1—маховики з композитних матеріалів; 2—двигуни внутрішнього згоряння на водневому (гібрид водню  $MgH_2$ ) паливі; 3 -- Ni-Zn - акумулятори; 4—свинцеві акумулятори; 5 – Li-Al –  $FeS_2$  – акумулятори; 6—метанольні паливні елементи; 7-- Al- повітряні елементи; 8—двигуни внутрішнього згоряння на метанолі; 9—двигуни внутрішнього згоряння на бензині.

Проведений короткий аналіз , а також проблеми енергозбереження та екологічні питання сьогодення ставлять питання використання АКЕ особливо актуальними . Як було сказано вище, перешкодами до широкого впровадження АКЕ являються деякі труднощі техніко – економічного характеру. Справа в тому , що технічне використання маховиків являється комплексною проблемою. Для її реалізації крім достатньо енергоємної конструкції самого маховика , необхідні надійні конструкції опор; герметичний кожух; надійний захист і безпека експлуатації маховика; трансмісія для прийому і передачі енергії маховиком. Кожна з цих задач зокрема не являється новою. Незвичайним являється їх поєднання і дуже високі вимоги до надійності конструкції. Ефективність АКЕ оцінюється по питомій масовій енергоємності, яку можна визначити як відношення максимально можливої накопиченої енергії маховиком до маси всієї конструкції АКЕ. Якщо

конструкції роторів маховиків виготовляти монолітними, а в якості конструкційних використовувати ортотропні матеріали ( метали та їх сплави), то такі ротори будуть являти велику небезпеку при їх руйнуванні в полі дії відцентрових сил . В цьому випадку для створення безпеки експлуатації ротора маса захисних конструкцій буде надто значною , що значно понизить ефективність використання АКЕ.

Поява нових конструкційних матеріалів на основі високоміцних волокон і полімерних в'язучих речовин (волоконистих композитів) відкриває нові можливості в напрямку створення високоефективних АКЕ. Такі матеріали являються анізотропними і питома міцність їх в напрямку волокон в декілька разів може перевищувати міцність високолегованих сталей. Руйнування таких матеріалів являється відносно безпечним і не потребує створення захисних пристроїв великої ваги. На шляху переходу до практичного використання волоконистих композитів в конструкціях роторів АКЕ необхідно вирішити ряд проблем. Оскільки матеріали анізотропні то конструкції роторів повинні створюватись так, щоб максимальні напруження, що створюються в роторі відцентровими силами і крутними моментами діяли вздовж волокон. Орієнтовні шляхи реалізації високої питомої міцності композитів в конструкціях роторів маховиків приводяться в роботі [ 6 ] .

Однією з проблем, що набуває актуального значення при використанні маховиків з композитних матеріалів являються аеродинамічні втрати при терті поверхні ротора маховика з молекулами навколишнього середовища, що знаходяться в кожусі маховика. Ця проблема виникає в наслідок того, що для повного використання питомих характеристик композитних матеріалів ротор повинен мати досить високі швидкості обертання. Експериментальні дослідження моделей таких маховиків [ 7, 8, 9 ] показують, що лінійна швидкість на периферії обода може досягати 1000 м/с. В таких умовах постає реально питання про аеродинамічний опір і нагрівання поверхні маховика при терті з молекулами оточуючого газу.

Якщо розглядати втрати енергії в блоці маховика АКЕ то вони будуть складатись з втрат на аеродинамічне тертя і втрат в опорах маховика.

Розрахунок моменту аеродинамічного тертя має важливе значення, так як цей вид втрат енергії може складати до 90% загальних втрат в системі [ 1 ] .

Гідродинамічне тертя тіл, що обертаються детально вивчалось стосовно різних об'єктів [10,11,12,13]. Питання тертя в умовах пониженого тиску газу з врахуванням його температури досліджено недостатньо, а для АКЕ зниження тиску в кожусі – основний засіб підвищення ККД.

В основу формули моменту аеродинамічного опору маховика можна взяти залежність для тонкого диска [ 14 ] .

$$M_a = 0,5C_m \rho \omega^2 R^5 \quad (1)$$

де:  $\rho$  - густина газу;  $\omega$  - кутова швидкість обертання маховика;  $R$  - радіус маховика;

$C_m$  - коефіцієнт моменту аеродинамічного опору.

Величина  $C_m$  визначається напівемпіричним шляхом і залежить від режиму течії газу навколо маховика і величини зазорів між маховиком і кожухом. Згідно з [ 14 ] величину коефіцієнта  $C_m$  можна оцінювати по приблизному співвідношенню, з похибкою  $\pm 4\%$  :

$$C_m \approx 0,075 Re^{0,2} \quad (2)$$

де:  $Re$  - число Рейнольдса.

Для отримання формули для розрахунку  $M_a$  маховика кінцевої товщини і складного профілю можна використати експериментально обгрунтоване припущення про постійність коефіцієнту тертя  $C_f$  по всій поверхні маховика [ 14 ] . В такому випадку формула  $M_a$  набуває слідуючого вигляду:

$$M_a = 0,5C_m \rho \omega^2 R^5 C_R \quad (3)$$

де  $C_R$  - коефіцієнт форми маховика (табл. 2 )

Якщо розглядати форму маховика, то найбільш характерною для сучасних конструкцій маховиків буде форма близька до форми диска рівної міцності або до конічного диска . Для такої форми маховика

$$C_R = \left(1 - \frac{R_1}{R}\right) \left(1 + 2,5 \frac{h}{R}\right)$$

Момент тертя всього маховика буде складатись з опору в дисковій частині  $M_1$ , конічній частині  $M_2$ , циліндричній частині  $M_3$ :

$$M_1 + M_3 = 0,5 C_m \rho \omega^2 R^5 \left(1 - \frac{R_1}{R}\right) \left(1 + 2,5 \frac{h}{R}\right) \quad (4)$$

Опір конічної частини маховика можна визначити, використавши відоме положення про постійність коефіцієнта  $C_f$  по всій поверхні маховика:

$$M_2 = 2 \int_{F_k} r \tau dF \quad ; \quad \tau = 0,5 C_f + \rho \omega^2 r^2 \quad (5)$$

Де  $\tau$  - дотичні напруження в приграничному шарі газу;  
 $C_f$  - коефіцієнт аеродинамічного тертя;  
 $F_k$  - площа конічної частини маховика;  
 $r$  - поточне значення радіуса маховика.

$$M_a = \int_0^{R_1} \int_0^{2\pi} C_f \rho \omega^2 r^4 d\alpha dr = 0,5 C_f \rho \omega^2 \frac{4\pi}{5} R_1^5 \quad (6)$$

З врахуванням співвідношення між коефіцієнтами  $C_f$  і  $C_m$  [14] формулу (6) можна представити в наступному вигляді:

$$C_m \approx \frac{4\pi}{5} C_f \quad (7)$$

$$M_a = 0,5 C_m \rho \omega^2 R^5 \frac{R_1}{R} \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1\right) \quad (8)$$

В нашому випадку доцільним буде розглянути вплив тиску і температури газу на величину  $M_a$ . Для цього спробуємо перетворити формулу (8) для розрахунку  $M_a$  при турбулентному режимі і відповідному значенні коефіцієнта  $C_m$  (табл. 1) до наступного вигляду:

$$M_a = 0,0375 \rho^{0,8} \mu^{0,2} \omega^{1,8} R^{4,6} C_R \quad (9)$$

Де  $\mu$  - коефіцієнт динамічної в'язкості газу.

З достатньою ступінню точності можна рахувати, що  $\mu \neq 0$ , при зниженні тиску газу в корпусі до тих пір поки вільний пробіг молекули стане співрозмірним з так званим "характерним розміром камери" [13]. Щоб визначити характерний розмір необхідно розглянути молекулярно-кінетичну теорію в'язкості [12]. Згідно з нею потенціальна сила тертя залежить від швидкості переносу кількості руху молекул через одиницю площі між двома суміжними шарами газу, що знаходяться на відстані вільного пробігу молекули  $l$ . Кількість руху, що переноситься між шарами, пропорційна добутку кількості молекул в одиниці об'єму  $n$  на довжину вільного пробігу молекули  $l$ . Тому можна рахувати, що кількість руху, а відповідно і динамічна в'язкість  $\mu$  не зміниться при зниженні тиску у кожусі, тому що  $n$  прямо, а  $l$  зворотнопропорційне тиску газу. Ситуація поміняється тільки тоді,

якщо довжина вільного пробігу стане співрозмірною з відстанню між рухомою і нерухомою поверхнями, тобто зазором маховика з кожухом  $S$ . В такому випадку в'язкість становиться функцією тиску  $\mu = f(P)$ . Звідси витікає, що формула (9) буде справедливою тільки при умові  $l < S$ .

Оцінити вплив температури на аеродинамічний опір обертанню маховика можна, використавши відому залежність [15] в'язкості від температури:

$$\mu = \mu_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^\psi \tag{10}$$

де  $\mu_0$  – в'язкість газу при температурі  $T_0, K^\circ$ ;

$T$  – температура газу в кожусі;

$\psi$  – константа (для повітря  $\psi = 0,683$ ).

При герметизованому кожухові маховика густина газу не буде залежати від температури експлуатації. Тому формулу (9) з врахуванням залежності (10) можна записати у слідуючому вигляді:

$$M_a = 0,075 \mu_0^{0,2} \rho_B^{0,8} \omega^{1,8} R^{4,6} C_R \left( \frac{P}{P_0} \right)^{0,8} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{0,2\psi} \tag{11}$$

де  $\rho_B$  – густина газу при температурі  $T_B$ , при якій проводилось зниження тиску в кожусі.

$$\rho_B = \rho_0 \left( \frac{T_0}{T_B} \right) \tag{12}$$

де  $\rho_0$  – густина газу при температурі  $T_0$  і тиску  $P_0$ ,  $P$  – тиск газу в кожусі.

Якщо температура газу при експлуатації АКЕ близька до температури, при якій проводилось зниження тиску (наприклад при постійній роботі вакуумного насосу) формула (11) набуде слідуючого вигляду:

$$M_a = 0,0375 \mu_0^{0,2} \rho_0^{0,8} \omega^{0,8} R^{4,6} C_R \left( \frac{P}{P_0} \right)^{0,8} \left( \frac{T_0}{T} \right)^{0,8-0,2\psi} \tag{13}$$

Приведені залежності будуть справедливими для повітря, водню і гелію, основних наповнювачів кожуха АКЕ, так як величина  $\psi$  для гелію  $\psi_{He} \approx \psi_H = 0,68$ , але найбільш ймовірним буде використання повітря. В цьому випадку формулу (13) можна представити слідуючим чином:

$$M_a = 0,0051 \omega^{1,8} R^{4,6} C_R \left( \frac{P}{P_0} \right)^{0,8} \left( \frac{T_0}{T} \right)^{0,66} \tag{14}$$

Втрати в опорах маховика можна розділити на тертя в підшипниках і ушільненнях. Опір в підшипниках при рідкому змащенні доцільно оцінювати за слідуючими формулами [16]:

$$M_n = M_{no} + M_{n1}, \text{ Н} \times \text{мм} \tag{15}$$

$$\begin{cases} M_{no} = 10^7 f_0 \left( v \frac{30\omega}{\pi} \right)^{213} D_0^3 & (\text{при } v \times n \geq 2000) \\ M_{no} = 160 \times 10^7 f_0 D_0^3 & (\text{при } v \times n < 2000) \end{cases} \quad (16)$$

$$M_{ni} = f_1 \xi_1 P D_0 \quad (17)$$

Де  $D_0$  – середній діаметр підшипника, мм;  
 $f_0$  – коефіцієнт, який залежить від типу підшипника і умов змащування;  
 $v$  – кінематична в'язкість масла, мм<sup>2</sup>/с;  
 $\omega$  – кутова швидкість вала, с<sup>-1</sup>;  
 $f_1$  – коефіцієнт, який залежить від типу підшипника і ступені його навантаження;  
 $\xi_1$  – коефіцієнт, враховуючи співвідношення радіального і осьового навантаження на підшипник;  
 $P$  – еквівалентне динамічне навантаження;  
 $n$  – оберти вала, об/хв.

Момент тертя в контактних ущільненнях  $M_y$  не залежить суттєво від швидкості обертання вала і може бути визначений відомими співвідношеннями в залежності від конструкції ущільнення [ 16 ].

Загальний момент опору обертанню маховика буде дорівнювати сумі складових моментів:

$$M_o = M_a + M_n + M_y \quad (18)$$

Найбільш суттєвим буде вплив моменту опору на рух маховика в режимі вибігу. Розв'язування рівнянь вибігу маховика зручно проводити на ЕОМ числовими методами:

$$\begin{cases} \Delta t_i = \frac{I \Delta \omega_i}{M_{oi}} \\ \omega = \omega_0 - \sum \Delta \omega_i \\ t_B = \sum \Delta t_i \end{cases} \quad (19)$$

де  $\Delta t_i$  – інтервал часу за який швидкість маховика зміниться на  $\Delta \omega_i$ ;

$M_{oi}$  – середній момент опору в інтервалі;

$\omega_0$  – початкова кутова швидкість маховика;

$t_B$  – час вибігу маховика.

Представлені залежності (14) – (19) можуть бути використані в розрахунках втрат енергії в блоці маховика і забезпечують задовільне сходження з отриманими експериментальними характеристиками вибігу маховика (мал.2). Експериментальні дані були отримані в процесі проведення дослідних випробувань моделей роторів маховиків на стендах Житомирського філіалу [ 7, 8, 9 ]. З представлених результатів на мал.2 видно що зниження тиску в кожусі маховика менше ніж 0.5 мм.рт.ст. практично не впливає на зменшення енергетичних втрат ротора маховика. Це можливо пояснити тим фактом, що при такому тиску аеродинамічні втрати будуть носити незначний вплив на загальні втрати енергії в системі. Основні втрати енергії в системі при такому тиску будуть припадати на втрати в опорах кочення. Експериментальні дослідження проводились на спеціальному стенді де ротор, зовнішнім діаметром 600 мм мав кутову швидкість  $\omega = 1800$  с<sup>-1</sup>. Тиск в випробувальній камері створювався за допомогою вакуумного насоса. Експерименти проводились як при постійному відкачуванні повітря з камери так, і при герметичній камері. В цьому випадку створювався потрібний тиск в камері за допомогою вакуумного насоса, а потім камера герметизувалась.

ККД блоку маховика представляється можливим оцінити з врахуванням енергії, яку можна перетворити в корисну роботу за допомогою АКЕ. Такий ККД циклу розрядки можна визначити за формулою [6]:

$$\eta_{ex} = 1 - \left( \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}} \right)^2 - \frac{N_c t_p}{0,5 I \omega_{\max}^2} \quad (20)$$

де  $\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$  - максимальна і мінімальна кутові швидкості маховика в циклі розрядки;  
 $N_c$  - середня за цикл потужність опору обертанню маховика за цикл;  
 $t_p$  - тривалість циклу розрядки.

Тривалість циклу розрядки повинна визначатись експлуатаційними вимогами до машини. Середня за цикл потужність може бути визначена з використанням залежностей (14) - (19) на ЕВМ, але для наближених розрахунків, з незначною похибкою можна прийняти наступну формулу:

$$N_c \approx M_{O(\omega_{cp})} \times \omega_{cp} \quad (21)$$

Де  $\omega_{cp} = 0,5 (\omega_{\max} + \omega_{\min})$  - середня швидкість в циклі;

$M_{O(\omega_{cp})}$  - момент опору при  $\omega_{cp}$ , формула (18).

ККД розрядки необхідний для оцінки фактичної енергоємності АКЕ. Для оцінки ефективності перетворення енергії, що підводиться для зарядки в АКЕ, необхідно використовувати ККД робочого циклу [6]:

$$\eta_{ex(n \rightarrow \infty)} = \left( 1 - \frac{\bar{E}_p}{0,5 I (\bar{\omega}_{\max}^2 - \bar{\omega}_{\min}^2)} \right) \left( 1 + \frac{\bar{E}_3}{0,5 I (\bar{\omega}_{\max}^2 - \bar{\omega}_{\min}^2)} \right)^{-1} \quad (22)$$

де  $\bar{E}_p$ ,  $\bar{E}_3$  - середні втрати енергії за цикл розрядки, підзарядки;

$\bar{\omega}_{\max}$ ,  $\bar{\omega}_{\min}$  - середні за робочий цикл максимальна і мінімальна кутові швидкості маховика.

Для наближених обчислень формулу (22) можна перетворити, якщо рахувати середню потужність опорів обертанню маховика в циклі розрядки і підзарядки однаковою:

$$\eta_{ex(n \rightarrow \infty)} = \left( 1 - \frac{\bar{N}_c \bar{t}_p}{E_{ex}} \right) \left( 1 + \frac{\bar{N}_c \bar{t}_3}{E_{ex}} \right)^{-1} \quad (23)$$

де  $N_c$  - середня потужність опору обертанню маховика в діапазоні  $\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$ , яка визначається за формулою (21);  $E_{ex} = 0,5 I (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2)$  - енергія маховика;  $t_p$  - повний термін циклів розрядки;  $t_3$  - повний термін циклів зарядки.

Таблиця 1

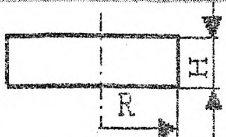
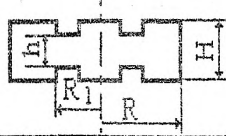
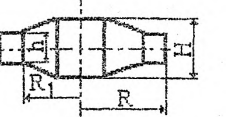
Значення коефіцієнтів моменту опору .

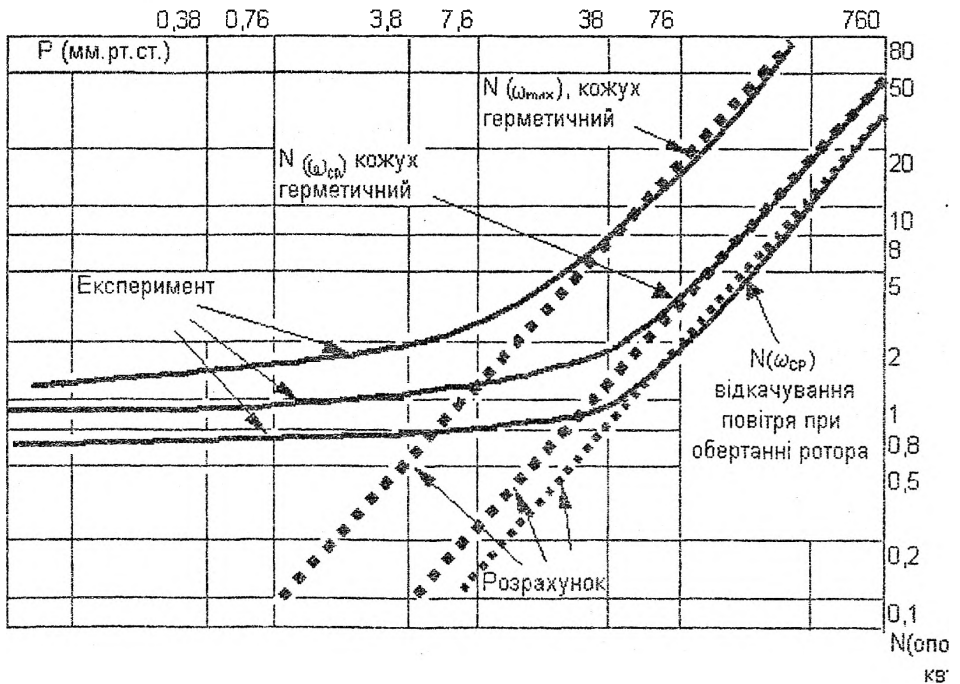
Ламінарний		Тубулентний		Примітка
$S \leq 2\delta n$	$S > 2\delta n$	$S \leq 2\delta n$	$S \geq 2\delta n$	
$\frac{2\pi R}{ReS}$ $Re \leq 10^4$	$\frac{6,60296(R_k/R)^4}{\xi^{1,5} Re^{0,5}}$ $10^{4,5} < Re \leq 10^5$	$\frac{0,0277}{Re^{0,2}} \left(\frac{R}{S}\right)^{0,2}$ $10^4 < Re < 10^6$	$\frac{0,23345(R_k/R)^{23/5}}{\xi^{4,5} Re^{0,2}}$ $Re > 10^5$	$R_k = R + S$ $\xi = const$ [17]
-----	$\frac{0,91}{Re^{0,5}} \left(\frac{R}{S}\right)^{0,5}$ $3 * 10^4 < Re < 3 * 10^5$	$\frac{0,0277}{Re^{0,2}} \left(\frac{R}{S}\right)^{0,2}$ $10^4 < Re < 10^6$	-----	[10]
$\frac{2\pi R}{ReS}$	$\frac{2,67}{Re^{0,5}}$	$\frac{2\pi R}{ReS}$	$\frac{0,0622}{Re^{0,2}}$	[17]
-----	-----	-----	$\frac{0,75}{Re^{0,2}}$	[13]
$\frac{2\pi R}{Re \leq 10^4}$ $Re \leq 10^4$	$\frac{2,75}{Re^{0,5}}$ $10^{4,5} < Re \leq 10^5$	$\frac{0,0277}{Re^{0,2}} \left(\frac{R}{S}\right)^{0,2}$ $10^4 < Re < 10^6$	$\frac{0,075}{Re^{0,2}}$ $10^4 \text{ p } Re \text{ p } 10^5$	Рекомендуємі значення $St$ $\frac{S}{R} = (0,005 - 0,06)$



Таблиця 2.

Коефіцієнт форми роторів маховиків  $C_R$  [ 1 ] .

Форма маховика	Турбулентний режим	Ламінарний режим
	$1 + 2,5 \frac{H}{R}$	$1 + 2,0 \frac{H}{R}$
	$1 + 2,5 \frac{H}{R} \left[ 1 + \left( \frac{R_1}{R} \right)^{3,6} \left( 1 - \frac{h}{R} \right) \right]$	$1 + 2,0 \frac{H}{R} \left[ 1 + \left( \frac{R_1}{R} \right)^3 \left( 1 - \frac{h}{R} \right) \right]$
	$1 + \left( \frac{R_1}{R} \right)^5 \left( \frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) + 2,5 \frac{h}{R}$ $tg \alpha \approx \frac{H}{2R_1}$	$1 + \left( \frac{R_1}{R} \right)^5 \left( \frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) + 2,0 \frac{h}{R}$ $tg \alpha \approx \frac{H}{2R_1}$



Мал.1. Розрахункові та експериментальні значення потужностей аеродинамічного опору, що були отримані в результаті проведених досліджень.

## Висновки.

1. Використання АКЕ в поєднанні з двигуном внутрішнього згоряння на транспортних засобах являється на даний час актуальним питанням.
2. Розвиток та створення виробництва нових матеріалів з високими питомими характеристиками міцності дозволяє створити високоефективні ротори для АКЕ.
3. Оптимальні параметри роторів маховиків повинні забезпечувати такі раціональні показники, які роблять найвигіднішими співвідношення геометричних розмірів при найменших втратах на тертя і мінімальній вазі.
4. Моменти аеродинамічних сил опору, характеризуючи втрати на тертя, можна визначати по виведених формулах для різних середовищ обертання.
5. Визначення моменту аеродинамічних сил опору по запропонованих формулах практично з задовільною точністю дозволяє використовувати дану методику при проектуванні і розрахунку роторів АКЕ.

## ЛІТЕРАТУРА.

1. Гуля Н.В. Маховичные двигатели. М., Машиностроение, 1976.
2. Frank A.A., Beachley N. Improved Fuel Economy in Automobiles by Use of a Flywheel Energy Management System, FTS - 75, pp. 76 - 88.
3. Kulkarni S.V., Composite-Material Flywheels and Containment Systems, Energy and Tech. Rev., L.L.N. Lab., March 1982, p.18-29.
4. Genia G. Utilizzazione degli accumulatori di energia cinetica su veicoli urbani di Superficie, ATA, apr. 1976, p. 174-180.
5. Beachley N.H., Ascomb C. et al., Minimization of Energy Storage Requirements for Internal Combustion Engine Hybrid Vehicles, ASME Paper 82-WA/DSC-20, 1982.
6. Портнов Г.Г., Протасов В.Д., Тернопольский Ю.М. Маховики из композитов.-М.:ЦНИИ информации, 1982, 148 с.
7. Можаровский Н.М. Волокнистые композиты в конструкциях накопителей механической энергии и носителей кинетического момента. В кн.: Праці Житомирського філіалу КПІ, вип.1, Житомир, 1993. С.238 - 246.
8. Артемчук В.Я., Балюк А.Д., Можаровский Н.М., Ромашко В.И., Сокол А.С. Исследование прочности моделей роторов маховичных накопителей энергии. Материалы VI Всесоюзного съезда по теоретической и прикладной механике., Ташкент, 1986. С.50.
9. Балюк А.Д., Можаровский Н.М., Сокол А.С. Характеристики маховичных накопителей энергии из полимерных композитных материалов. В кн.: Тезисы докладов I Всесоюзного научно - технического семинара "Применение полимерных композиционных материалов в машиностроении", Ворошиловград, 1987. с. 97.
10. Еессонов А.Г. Методика расчета аэродинамических потерь гиromотора. - Известия ВУЗов. Приборостроение, 1966, т.9, с. 95 -100.
11. Голубев И.Ф. Вязкость газов и газовых смесей. М., Физматгиз, 1961.
12. Делеторский Б.А. и др. Проектирование гироскопических электродвигателей. М., Машиностроение, 1968.
13. Петухов Н.Н. Исследование аэродинамических потерь на трение маховика.-Вопросы рудничного транспорта, 1963, №7, с.223-240.
14. Дубровин В.Ю. КПД аккумуляторов кинетической энергии. - Машиностроение, 1984, №4, с. 36,37.
15. Дэйман С. Научные основы вакуумной техники. М., Мир, 1964.
16. Перель Л.Я. Подшипники качения. М., Машиностроение, 1983.
17. Дорфман Л.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М., Физматгиз, 1960.

Межаровський Микола Мар'янович -- старший викладач кафедри технічного сервісу та інженерної екології ДААУ.