

## Minimális veszteségű DC törpemotor

### MICROMOTOR HAVING MINIMAL LOSSES

Dr. Halmi Attila<sup>1</sup>, Meszlényi György<sup>2</sup>, Suda Jenő<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup> Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Finommechanikai, Optikai Tanszék  
<sup>3</sup> Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Áramlástan Tanszék

#### Abstract

In mechatronic systems are usually micromotors as actuators applied. The most important question is: with which efficiency transforms the actuator the available electrical energy into mechanical energy. We have chosen as a start construction a large serial fabricated, originally 800 mW power ironless motor. We redesigned the bearings to keep the losses in low level, so we have chosen the precision mechanical bearing which gives the minimal friction torque: this is the vertical centre bearing. We determined the mechanical losses coming from bearing-friction and air friction as well as electrical losses by calculation, then we controlled the results by measurement. The output power of the micromotor at the maximum efficiency is 5,2 mW which is extremely low in comparison with the conventional power values in power engineering, but it is enough to drive many devices in precision mechanics. The motor has got maximum 70 % electro-mechanical efficiency.

#### Bevezetés, célkitűzések

Mechatronikai rendszerekben aktuátorként, azaz beavatkozó elemként gyakran törpemotorokat alkalmazunk. Telepes, vagy napenergiával működtetett rendszereknél alapvető fontossága van annak a kérdésnek, hogy az aktuátor milyen hatásfokkal alakítja át a rendelkezésre álló villamos energiát mechanikai munkává. Sok esetben éppen ez az optimalizálás legfőbb kritériuma. Az egyenáramú légréstekerceses törpemotorok – amelyek kis méreteik miatt a finommechanika mérettartományába tartoznak – kézenfekvő megoldást kínálnak az ilyen feladatok megoldására. Különösen időszerű ebben a témakörben a tárcsás konstrukciók vizsgálata, mert ezek ma még viszonylag kevésbé ismertek, ugyanakkor alternatív alkalmazási lehetőséget kínálnak a jobban ismert serleges konstrukciókkal szemben.

#### 1. A motorkonstrukció kiválasztása

Kiindulási alapként egy nagy sorozatban gyártott, eredetileg 800 mW teljesítményű tárcsás, légréstekerceses motort választottunk. Célkitűzésünk az, hogy ennek fődarabjait megtartsuk, de a minimális veszteségek eléréséhez a finommechanikai rendszert – elsősorban a csapágyazást – áttekintjük. A motor használhatóságát illetően ez természetesen korlátozásokat jelent, ilyen például a függőleges tengelyhelyzet. Ennek az az oka, hogy függőleges tengelyhelyzettel kisebb súrlódási nyomatékú csapágyazást lehet készíteni, mint vízszintes, vagy más szögű tengelyhelyzettel.

#### 2. Mechanikai veszteségek

A mechanikai veszteségek a csapágyásúrlódásból és a légsúrlódásból származnak.

##### 2.1. Légsúrlódási veszteség

A tárcsás konstrukciónál számolni kell a tárcsát körülvevő légrésekben kialakuló ún. légrésveszteségekkel is. Az álló ház és a forgó tárcsa közötti légrésekben ún. légsúrlódási veszteségnyomaték (-teljesítmény) keletkezik a tárcsa oldallapjain ill. a paláston  $\tau$  csúsztatófeszültség hatására ébredő erők következtében. A légsúrlódási veszteség számítása során felhasználjuk, hogy az  $l$  méretű légrésekben az áramlás lamináris, a tárcsa és a ház közötti résben a sebességprofil lineáris. A tapadás törvénye szerint az  $n$  fordulatszámmal forgó tárcsa falán  $r$  sugáron a  $v(r) = r \cdot \omega = r \cdot 2\pi n$  kerületi sebességgel egyenlő, míg az állórész falán pedig zérus értékű. Így a légrésekben  $dv/dl$  sebesség-

gradiensek, vagyis ezáltal a  $\tau$  csúsztatófeszültségek számítása igen leegyszerűsödik. Az  $M_l$  légsúrlódási veszteségnyomaték két részből tevődik össze: a tárcsa két oldallapjánál ( $M_{l,o}$ ) ill. a tárcsa hengerpalástjánál ( $M_{l,p}$ ) ébredő csúsztatófeszültségből számítható erők nyomatékából. Ezen két légrés közti harmadik, kicsiny közrezárt térrészek légsúrlódási veszteségét elhanyagolhatjuk.

**OLDALLAP:** A tárcsa oldallapjain egy tetszőleges  $r$  sugárnál ébredő csúsztatófeszültség az alábbi módon számítható:

$$\tau_o(r) = \mu_{lev} \cdot \frac{v(r)}{l_o}$$

A fenti kifejezésben  $l_o=0.2$  mm a tárcsa oldallapja és a ház közötti légrés mérete,  $\mu_{lev}=1.822 \times 10^{-5}$  Pa·s pedig a levegő dinamikai viszkozitása. Mindkét teljes oldallapra integrálva a légvakarásból származó  $M_{l,o}$  veszteségnyomatékat adódik ( $n=1428$  1/min fordulatszámnál és a tárcsa adott  $R_t=12.5$  mm sugarával):

$$M_{l,o} = 2 \cdot \int_0^{R_t} r \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot \tau_o(r) \cdot dr, \text{ illetve } M_{l,o} = 2 \cdot \frac{\mu_{lev} \cdot \pi^2 \cdot n \cdot R_t^4}{l_o} = 1.045 \text{ mNmm}$$

A tárcsa oldallapjain a légsúrlódási veszteségnyomaték  $P_{l,o}$  teljesítmény igénye ezzel:

$$P_{l,o} = M_{l,o} \cdot \omega = \frac{4 \cdot \mu_{lev} \cdot \pi^3 \cdot n^2 \cdot R_t^4}{l_o} = 0.156 \text{ mW}$$

**PALÁST:** Az adott  $H_t=1.8$  mm vastagságú forgó tárcsa hengerpalástja és a ház közötti légrés mérete az oldalfali légrésnél nagyobb,  $l_p=1$  mm méretű. Hasonlóan az oldalfali légréshez, a tárcsa paláston  $R_t$  sugárnál ébredő csúsztatófeszültségre írható:

$$\tau_p(R_t) = \mu_{lev} \cdot \frac{v(R_t)}{l_p}$$

A  $\tau_p$  csúsztatófeszültségből  $F_{l,p} = \tau_p \cdot A_p$  erő ébred a tárcsa  $A_p = 2R_t\pi \cdot H_t$  palástfelületén. Az  $M_{l,p}$  veszteségnyomaték értéke ezzel a tárcsa külső  $R_t$  sugarán:

$$M_{l,p} = F_{l,p} \cdot R_t = \tau_p \cdot A_p \cdot R_t = \frac{4 \cdot \mu_{lev} \cdot \pi^2 \cdot n \cdot R_t^3 \cdot H_t}{l_p} = 6.018 \times 10^{-5} \text{ Nmm}$$

Látható, hogy a paláston levő vastagabb  $l_p$  légrésben a légsúrlódási veszteségnyomaték  $P_{l,p}$  teljesítmény igénye töredéke az  $l_o$  oldalfali részvesztésének:

$$P_{l,p} = M_{l,p} \cdot \omega = \frac{4 \cdot \mu_{lev} \cdot \pi^3 \cdot n^2 \cdot R_t^3 \cdot H_t}{l_p} = 8.999 \times 10^{-3} \text{ mW}$$

**A LÉGSÚRLÓDÁSI VESZTESÉG ÖSSZESEN:**  $M_l$  összes légsúrlódási veszteségnyomatékra ill.  $P_l$  összes légsúrlódási veszteségteljesítményre kapjuk:

$$M_l = M_{l,o} + M_{l,p} = 1.105 \times 10^{-3} \text{ Nmm} = 1.105 \text{ mNmm}$$

$$P_l = P_{l,o} + P_{l,p} = 8.999 \times 10^{-3} \text{ mW} + 0.156 \text{ mW} = 0.165 \text{ mW}$$

## 2.2. Csapágyúrlódási veszteség

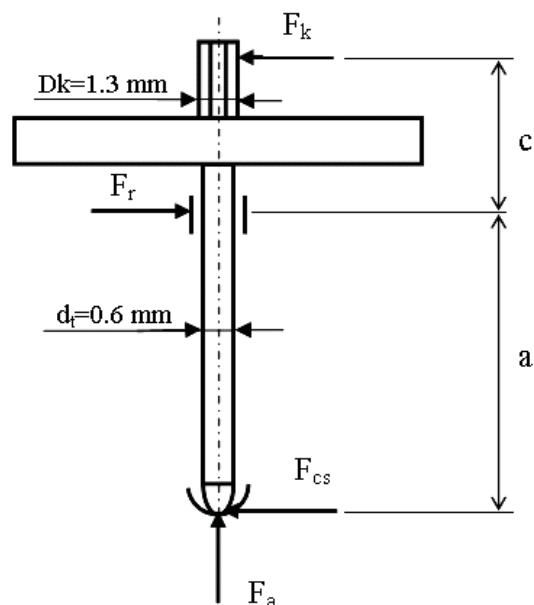
A csapágyúrlódásból származó veszteségeket először számítással határozzuk meg, amelyet mérésekkel ellenőrzünk. Célkitűzésünk volt a veszteségek minél kisebb értéken tartása, ezért a konstrukciót eleve úgy tervezzük, hogy a súrlódási veszteségek kicsinyek legyenek. Ezen okból a legkisebb súrlódási nyomatékokat adó finommechanikai csapágyazást, a függőleges csúcságyazást választottuk. A kefék 90°-os elrendezése miatt radiális erőhatások is keletkeznek, ezért egy radiális erőt felvevő csúszócsapágyra is szükség van. A veszteséget okozó súrlódási nyomatékok kiszámításához először a tengelyre ható erőket kell meghatározni, amelyhez kiindulást a kommutátorra nyomódó

egymástól  $90^\circ$ -ra elhelyezett ezüst-palládium kefék okozta erőhatás adja. A keféket befogott tartóként modellezve, a kommutátorral való érintkezés pontjainak kefére merőleges elmozdulását ismerve a kefék által kifejtett erőhatás az alábbi képletből számítható:

$$F_{k1} = \frac{f \cdot E \cdot h \cdot b^3}{4 \cdot l^3} = 3.8 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 3.8 \text{ mN}$$

A képletben:  $F_{k1}$  az egyik kefe által a tengelyre kifejtett erő,  $f = 0.2 \text{ mm}$  a kefe lehajlása, előfeszítése,  $E = 1.16 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  a kefék anyagának rugalmassági modulusa,  $h = 0.3 \text{ mm}$  a kefék szélessége,  $b = 0.065 \text{ mm}$  a kefék vastagsági mérete,  $l = 5 \text{ mm}$  kefe hossza a befogás és a kommutátorral való érintkezési vonal között.

A kefék síkjában ható  $F_k$  radiális eredő erő a tengelyre merőleges egymástól  $90^\circ$ -ra elhelyezkedő egyenlő nagyságú  $F_{k1}$  és  $F_{k2}$  kefeerők vektoriális összegzéséből számítható:  $F_k = F_{k1} \sqrt{2} = 5.4 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 5.4 \text{ mN}$



2.1 ábra

*A tengelyre ható erők:*

$F_k$  eredő kefeerő

$F_r$  csúszócsapágynál ható radiális erő

$F_{cs}$  csúcságyazásnál ható radiális erő

$F_a$  a forgórész tömegéből adódó axiális erő reakcióereje

A 2.1 ábrán láthatóak a tengelyre ható erők. Az alsó csúcságyazást csuklóként modellezve, erre nyomatéki egyenletet felírva számítható a tengely közepén elhelyezkedő csapágyazásnál ható  $F_r$  radiális erőhatás.

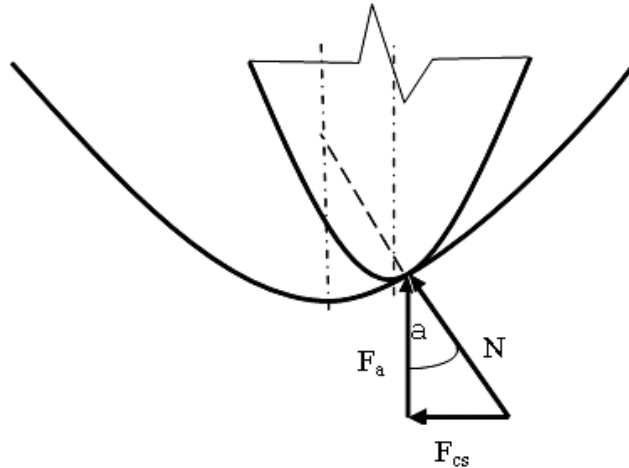
$$F_r = F_k \frac{a+c}{a} = 9.7 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 9.7 \text{ mN}$$

A képletben:  $a = 7 \text{ mm}$  a csúcságyazás és a csúszócsapágy közepes távolsága,  $c = 5.5 \text{ mm}$  a kefék síkjának közepes távolsága a csúszócsapágytól.

A kefe és a tengely érintkezési pontjára felírt nyomatéki egyenletből számítható az alsó csúcságyazásnál ható  $F_{cs}$  radiális erő.

$$F_{cs} = F_k \frac{c}{a+c} = 4.3 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 4.3 \text{ mN}$$

Az alsó csúcságyazásnál jelentkező súrlódási nyomatékok létrehozó erőket szemlélteti a 2.2. ábra. Ezt a nyomatékokat részben a forgórész tömegéből számítható  $F_a$  axiális irányú erő, részben a már kiszámolt  $F_{cs}$  radiális erő okozza. A 2.1. ábrán látható  $F_k$  erő hatására a tengely az ágyazás szimmetriatengelyéből kismértékben kimozdul.



2.2. ábra

A gömbsüveg alakú tengelyvégre ható  $N$  normális erő az ábra alapján következőképpen számolható:

$$N = \sqrt{F_a^2 + F_{cs}^2} = \sqrt{(mg)^2 + F_{cs}^2} = 0.02 \text{ N}$$

A képletben: a forgórész tömegéből számítható az  $F_a$  axiális irányú erő,  $F_{cs}$  az alsó csúcságyazásnál ható radiális erő,  $m = 0.002 \text{ kg}$  a forgórész tömege,  $g$  pedig a nehézségi gyorsulás.

Az alsó csúcságyazásnál fellépő súrlódási nyomaték az alábbi közelítő képletből számítható:

$$M_{s,cs} = r_l \cdot \sin \alpha \cdot \mu \cdot N = 2.6 \cdot 10^{-5} \text{ Nmm}$$

A képletben:  $r_l = 0.03 \text{ mm}$  a tengelycsúcs végének sugara,  $\alpha$  a 2.2. ábrán látható erőháromszögből  $F_a$  és  $N$  által bezárt szög,  $\mu = 0.2$  a súrlódási tényező.

A tengely közepén elhelyezkedő csapágy okozta súrlódási nyomaték a radiális erő ismeretében az alábbi összefüggésből számítható:

$$M_{s,r} = \mu \cdot F_r \cdot r_t = 5.7 \cdot 10^{-4} \text{ Nmm}$$

A képletben:  $r_t = 0.3 \text{ mm}$  a tengely sugara,  $F_r$  a tengely közepén elhelyezkedő csapágyazásnál ható korábban kiszámolt radiális erőhatás.

Hasonló a kefék síkjában jelentkező súrlódási nyomaték számítása is:

$$M_{s,k} = \mu \cdot F_k \cdot r_k = 7 \cdot 10^{-4} \text{ Nmm}$$

A képletben:  $r_k = 0.65 \text{ mm}$  a kommutátor sugara,  $F_k$  a kefék síkjában ható fentebb kiszámolt radiális eredő erő. Működéskor a veszteségek összeadódnak, így az eredő súrlódási veszteségi nyomaték:

$$M_s = M_{s,cs} + M_{s,r} + M_{s,k} = 1.3 \cdot 10^{-3} \text{ Nmm} = 1.3 \text{ mNmm}$$

### 3. Elektromos veszteségek

Légréstekercses törpemotoroknál vasvesztésekkel (hiszterézis veszteséggel) és örvényáramú veszteségekkel a szakirodalom [2][3] és saját tapasztalataink alapján nem kell számolnunk. A forgórész ugyanis nem tartalmaz sem ferromágneses anyagot, sem olyan tömör fém anyagot, amelyben örvényáramú veszteségek keletkezhetnének. A rézvesztés, tehát a tekercselés ohmos ellenállásán eső feszültségből származó veszteség azonban esetünkben is fellép. Ennek értéke ( $P_R$ ) egy tetszőleges munkapontban:

$$P_R = R_a i_{\text{át}}^2$$

ahol  $R_a$  a tekercselés rezisztenciája, azaz ohmos ellenállása (esetünkben  $R_a=22 \Omega$ ),  $i_{\text{át}}$  pedig az átlagos (egy fordulat alatt átlagos) motoráram. A rézvesztés konkrét értéke üresjárásban ( $I_0$  az üresjárási áram):

$$P_R = R_a I_0^2 = 43 \mu\text{W}$$

A légréstekercsek mágneses terének hatását (amely egyébként az armatúra visszahatás néven ismeretes) a szakirodalom alapján nyugodtan elhanyagolhatjuk.

A motor forgórésze csillag kapcsolású. A másik, talán szokásosabb delta kapcsolást azért nem használjuk, mert korábbi vizsgálataink kimutatták, hogy a kiválasztott három sík tekercsel, és négy állórész pólussal rendelkező konstrukció nagyobb hatásfokkal képes a villamos energiát mechanikai munkává alakítani, ha a tekercsek csillag kapcsolásban dolgoznak. A működést vizsgálva megállapítható, hogy egyetlen tekercs egy fordulat alatt 4-szer van bekapcsolva, és négyszer kikapcsolva. A 3 tekercs így egy motorfordulat alatt 12-szer kapcsolódik be, és ugyanannyiszor kapcsolódik ki.

Egy tekercsben tárolt energia ( $W_m$ ) a jól ismert

$$W_m = \frac{1}{2} L i^2$$

összefüggéssel írható le, ahol  $L_t$  a tekercs induktivitása,  $i$  a benne folyó áram pillanatértéke. Tekintettel arra, hogy pusztán egy tekercs bekapcsolásával vagy kikapcsolásával mechanikai munka nem keletkezik, mind a be, mind a kikapcsolási folyamatot veszteségnek kell tekintenünk, amelynek értéke a fenti megfontolások alapján, üresjárásban:

$$W_{\sigma} = 2 \cdot 12 \cdot \frac{1}{2} L_t I_0^2 = 12 \cdot L_t I_0^2 = 2,9 \text{ nW}$$

Mivel ez az érték a rézvesztésnél négy nagyságrenddel kisebb, a továbbiakban a légréstekercsekben tárolt energiával nem érdemes foglalkoznunk.

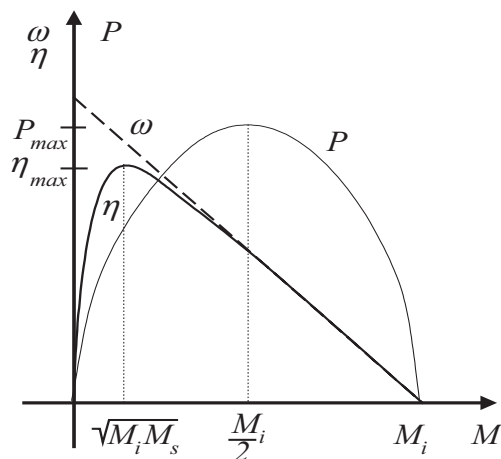
### 4. Mérési eredmények

A méréseket az elkészült motor kísérleti példányán végeztük el. A mágneskörben a legnagyobb energiataralommal rendelkező ritka földfém (NdFeB) mágneset alkalmaztunk. A mérési eredményeket a következő táblázat mutatja (néhány motorjellemző a mérési eredmények alapján számított érték):

Névleges tápfeszültség	1,2 V
Forgórész ellenállása	22 $\Omega$
Üresjárási fordulatszám	1428 $\text{min}^{-1}$
Motorállandó	8 mVs
Maximális teljesítmény	16 mW
Üresjárási áram	1,4 mA
Üresjárási veszteségi nyomaték	11,2 $\mu\text{Nmm}$
Indítónyomaték	432 mNmm
Maximális hatásfok	70 %

## 5. Következtetések

A mintamotor veszteségeire jellemző, hogy a motort 80 mV kapocsfeszültség mellett  $600 \mu\text{A} = 0,6 \text{ mA}$  árammal, azaz  $48 \mu\text{W}$  teljesítménnyel forgásban lehetett tartani. (Összehasonlításképpen: egy zseblámpaizzó kb. 1 W teljesítményű, ebből következően kb. 20 000 db ilyen motort lehetne azzal a teljesítménnyel forgásban tartani, mint amennyit egy zseblámpaizzó fogyaszt.) Joggal merülhet föl a kérdés, hogy mekkora hasznos mechanikai teljesítményt vehetünk ki a motorból. Az egyenáramú motorok hatásfoka ( $\eta$ ) változó érték, a beállított munkapont függvénye, ahogyan azt az 5.1. ábra mutatja.



5.1. ábra

Az 5.1. ábrán a hatásfokon kívül a szögsebességet és a teljesítményt is feltüntettük a forgatónyomaték függvényében. Esetünkben az optimumot a maximális hatásfok közelében történő működtetés jelenti. Ennek ( $\eta_{\max}$ ) értéke:

$$\eta_{\max} = \left(1 - \sqrt{\frac{I_0}{I_{\max}}}\right)^2 = \left(1 - \sqrt{\frac{M_s}{M_s + M_i}}\right)^2$$

A képletben  $I_0$  az üresjárási áram,  $I_{\max}$  a maximális áram,  $M_s$  a súrlódási, illetve veszteségi nyomaték,  $M_i$  pedig az indítónyomaték. Mivel célkitűzésnek a veszteségek minimalizálását választottuk, ebből következően a felhasználás során a motort a maximális hatásfokhoz tartozó munkapontban kell működtetnünk. A nyomaték a maximális hatásfokú munkapontban:

$$M = \sqrt{M_s M_i} = 0,16 \text{ mNm}$$

Az ehhez a nyomatékhoz tartozó motorfordulatszám  $314 \text{ min}^{-1}$ , a leadott mechanikai teljesítmény

$$P = 5,2 \text{ mW}$$

Ez az érték abszolút értékét tekintve meglehetősen kicsiny az energetikában szokásos teljesítményekhez képest, de a finommechanikában számos szerkezet meghajtására elegendő. A példaként választott és finommechanikailag átkonstruált törpemotor tehát 5,2 mW hasznos mechanikai teljesítményt szolgáltat 70 %-os villamos-mechanikai hatásfok mellett.

## Felhasznált irodalom

- [1] W. Krause: Konstruktionselemente der Feinmechanik, Hanser Verlag 1993.
- [2] Rajki Imre: Törpe és automatikai villamos gépek MK 1990.
- [3] A. Halmai: Die Vorteile der Axial-Magnetfeld Gleichstrom Kleinstmotoren. 43. IWK, 21-24 September 1998. TU Ilmenau.
- [4] Dr. Halmai Attila: Új konstrukciójú elektromágneses aktuátorok a mechatronikában: a tárcsás forgórészű egyenáramú törpemotorok. Recognition of a lecturer at TU Budapest, 1998.
- [5] H. Stölting – E. Kallenbach: Handbuch Elektrische Kleinantriebe, Hanser Verlag 2001.

# Nagykapacitású, energetikailag hatékony adszorpciós műveletek és berendezések

Horváth Géza

Veszprémi Egyetem, Vegyipari Műveleti Tanszék

## Abstract

Results of different experimental and theoretical studies suggest that the traditional mass transfer devices for adsorption processes - in spite of the fact that the packed beds are now in fashion and they are cheap - cannot answer the new challenges arising from the environmental protection technologies. The main disadvantages of traditional packed bed are the high pressure drop leading to significant power costs and the low specific capacity resulting relatively large apparatuses.

The application of adsorptive separation on some important fields like the treatment of industrial offgases or large amount of CO<sub>2</sub> emissions have been resulted new technical solutions. New constructions have been introduced for the decreasing of energy demand originating from the hydrodynamic properties and for the solution of inner heat coupling. The velocity barriers for the application of piston driven adsorption methods have been discussed. These basic elements are to be expected for the benefit of the constructors involved in the large capacity adsorber design.

## 1. Bevezetés

Az adszorbensek felületi és transzport tulajdonságaira alapozott vegyipari műveletek széles körben ismertek. Elsősorban a környezetvédelem területén sürgető, megoldásra váró probléma a kompakt, nagy kapacitású berendezések kialakítása. A különböző lefűjt gázok és füstgázok tisztítása legalább részleteiben új technikai megoldásokat követel, hiszen a szokásos ipari méreteknél legalább egy nagyságrenddel nagyobb kapacitású készülékekre van szükség.

A tradicionális vegyipari berendezések töltött oszlop konstrukciója az egyik, ha nem a legfőbb alkalmazástechnikai hátrány, ugyanis ez a konstrukció viszonylag nagy nyomásesést eredményez, ugyanakkor a klasszikusan formázott adszorbensek termikus ellenállása is jelentősen növeli az energiaköltséget. Az utóbbi években több nemzetközi K+F projekt témája volt ezen feladat megoldása.

## 2. Szeparációs változatok

Az 1. ábra sematikusan bemutatja a nyomásváltó (PSA), a termikus (TSA) és a kombinált adszorpciós műveletek működési tartományát. A gyakorlati adszorpciós kapacitások becslésére ismernünk kell az egyensúlyi értékeket, amelyeket folytonos vonallal ábrázoltunk, természetesen ezek a kapacitásértékek csak részben hasznosíthatóak.

Minden szeparáció megvalósításához energiabefektetés szükséges, a műveletek ilyen alapon osztályozhatóak. Az ideális TSA eljárásnál a két izoterma  $-T_1$  és  $T_2$  közötti különbség állandó nyomáson mutatja a működőképességet. Valójában a két egyensúlyi pont nem érhető el véges idő alatt, az adszorpció során az adszorbens melegszik, deszorpció során hűl, így a pontozott vonalú "virtuális egyensúlyok" közötti különbségek a mérvadóak. A PSA esetében a helyzet hasonló, az ideálistól való eltérés egyik oka a nyomásesés az oszlopban a másik a töltet melegedése. Hasonló megfontolások alapján értelmezhető a különbség a kombinált eljárások esetében is.