

KÍSÉRLETI STIRLING HŰTŐ TERVEZÉSE

DESIGNING OF AN EXPERIMENTAL STIRLING REFRIGERATOR

Handki Andrea, tudományos segédmunkatárs, Miskolci Egyetem
dr. Tolvaj Béla, egyetemi docens, Miskolci Egyetem

ABSTRACT

In this article the defining of the geometrical data of an Alpha-type Stirling refrigerator is presented. After the selection of the work cylinders, the main parameters of the moving mechanism were defined. The axes, belts were sized; the bearings were chosen. The figures were drawn by Solid Edge software.

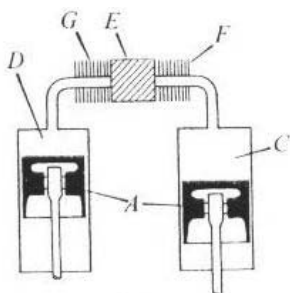
1. BEVEZETÉS

A szakirodalomban több, a Stirling hűtő körfolyamatra vonatkozó termodinamikai analízis érhető el, melyek különböző módszerekkel, pl.: csomóponti analízis [1,2], véges idejű termodinamikai analízis [3], stb. a gép várható üzemi jellemzőinek meghatározására irányulnak. Megépített tesztberendezéseken való mérési eredmények ismertetése [4] azonban jóval kevesebb publikációban van jelen. Az elkészült gépek változatossága tovább nehezíti az eredmények összehasonlítását.

A Stirling gépekre irányuló kutatásunk során célunk egy olyan matematikai modell megalkotása, mely egy Stirling gép várható működési paramétereinek megállapítására alkalmas. A számítógépes modellezés ellenőrzése érdekében szükség van egy tesztberendezésre, amelynek megtervezését a következőkben mutatjuk be.

1.1. Az alfa típusú gép

A berendezés elvi vázlatát az 1. ábra mutatja.



1. ábra α típusú Stirling gép[5]

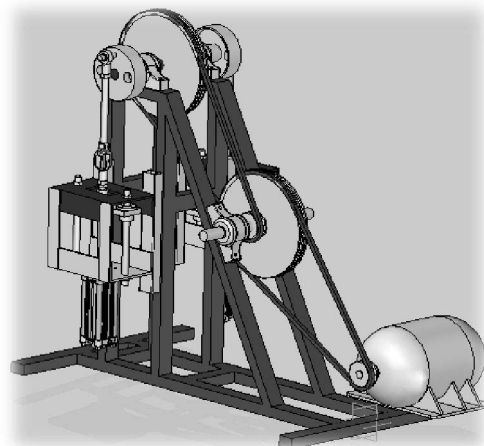
Az alfa típusú Stirling gép legalább kéthengeres. A hengerek között helyezkedik el a hűtő hőcserélő, a regenerátor és a fűtő hőcserélő [6]. Jelölések:

- A: dugattyúk,
- C és D: munkaterek,
- E: regenerátor,
- F és G: hőcserélők.

A Stirling hűtőgép működési elve a következő: a gép tengelyét n fordulatszámmal és M nyomatékkal megforgatva az egyik henger hőmérséklete növekszik és hőenergiát ad át a környezetének, a másik henger hőmérséklete viszont csökken és hőt von el a környezetéből illetve a hűtött térből. A Stirling hűtőgép működtetése mechanikai teljesítmény bevitelét igényli, amelyet esetünkben a főtengelyt forgató aszinkron villamos motor végez.

2. A TESZTBERENDEZÉS BEMUTATÁSA

A gépet és részegységeit ábrázoló képek megrajzolása Solid Edge programmal történt. Az összeállított tesztberendezés kialakítását a 2. ábra mutatja.



2. ábra. A Stirling gép kialakítása

A gép alapkerete téglalap alakú, zártszelvényű acélból készült, hegesztett kialakítású. A dugattyúk egyenes vonalú mozgását forgattyús mechanizmus alakítja forgó mozgássá. A két henger hajtókarja jelenleg 90°-os szögeltéréssel kapcsolódik a közös forgattyús tengelyhez, de más szöghelyzet is beállítható. A hengerek egymással párhuzamosan helyezkednek el, a keret két oldalán. A dugattyúk csak axiálisan terhelhetők, a radiális erőt csapágyazott keresztfejek veszik fel. A forgattyús tengelyt lassító áttételű ékszíjhajtáson keresztül villanymotor forgatja.

2.1. A méretezés alapja

A gép létrehozásának legnehezebb konstrukciós feladata a gáztöltet megtartása. A gáztöltet csak akkor maradhat állandó, ha a hengerek és a dugattyúk között a teljes működtetési hőmérséklettartományban tökéletes a tömítés. A kereskedelmi forgalomban kapható pneumatikus munkahengerek kiváló tömítésekkel rendelkeznek, azonban viszonylag alacsony az alkalmazható maximális és minimális hőmérséklet és korlátozott a munkadugattyú sebessége is. Mindezek ellenére, a kereskedelmi forgalomban találtunk olyan pneumatikus munkahengert, amelynek műszaki paraméterei – geometriai méretek, a tömítésre megengedett nyomás- és hőmérséklet értékek – miatt alkalmas a Stirling hűtőgép munkahengerének (1. táblázat).

1. táblázat. A munkahenger adatai

Típus:	TRB
Üzemi nyomás max:	10 bar
Méretezési nyomás	6,3 bar
Működési hőmérséklet min/max	-10 °C - +150°C
Dugattyú átmérő:	100 mm
Lökethossz:	150 mm
Dugattyú erő behúzásnál	4635N
Dugattyú erő kitolásnál	4945N
A dugattyú megengedett sebessége:	2 m/s

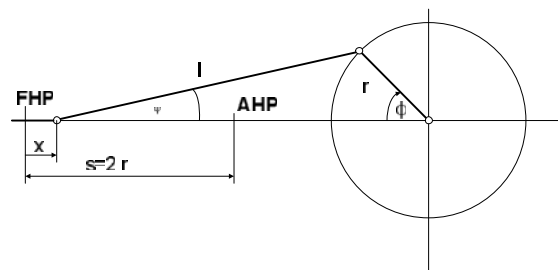
A kiválasztott munkahenger paraméterei a kísérleti berendezés többi egységét és a működtető villamos motor teljesítményét is meghatározzák. Az állandó szögsebességű forgó mozgást keresztfejes forgattyús mechanizmus alakítja át alternáló egyenes vonalú mozgássá. A hengerben mozgó dugattyú mozgásegyenlete az 1. hengerben:

$$x_{d1}(t) = r(1 - \cos \omega t) + \ell \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{\ell}\right)^2 \sin^2(\omega t)} \right), \quad (1)$$

a 2. hengerben:

$$x_{d2}(t) = r \left(1 - \cos \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right) \right) + \ell \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{\ell}\right)^2 \sin^2 \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right)} \right). \quad (2)$$

A forgattyús mechanizmus vázlatát, valamint a használt jelöléseket a 3. ábra mutatja be.



3. ábra. A forgattyús mechanizmus elemeinek jelölése

Az alsó- és felső holtpontok (AHP, FHP) közti távolság a lökethossz (s), mely a forgattyúsugár (r) kétszerese. A hajtórúd l, a forgattyúszög pillanatnyi értékét pedig phi jelöli.

A forgattyús mechanizmus s lökétét biztonsági okokból 2 mm-rel kisebbre választottuk mint a munkahenger megengedett lökete, így a lökethossz 148 mm. A forgattyúsugár hossza ezért a lökethossz fele lesz, r=74 mm. A hajtórúd l hosszát: l=475 mm-re választottuk.

A következő lépés a főtengelely megengedett szögsebességének és fordulatszámának meghatározása volt. A számításokat MathCad programmal végeztük.

A dugattyú sebességfüggvénye az elmozdulás-függvény (x_{d1}(t)) idő szerinti deriváltja. A legnagyobb megengedett sebesség ebből az egyenletből határozható meg:

$$v_{d1}(t) = \frac{dx_{d1}(t)}{dt} = \omega r \sin(\omega t) + \frac{\omega r^2 \cos(\omega t) \sin(\omega t)}{\ell \sqrt{1 - \left(\frac{r}{\ell}\right)^2 \sin^2(\omega t)}}. \quad (3)$$

A sebességnek ott van a maximuma, ahol a dugattyúgyorsulás értéke zéró, vagyis:

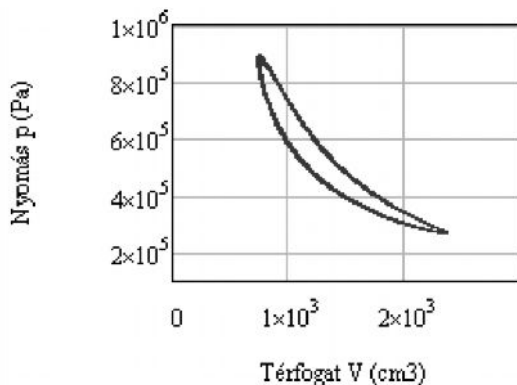
$$a_{d1}(t) = \frac{d^2 x_{d1}(t)}{dt^2} = \omega^2 r \cos(\omega t) + \frac{\omega^2 r^2 \cos^2(\omega t)}{\sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2(\omega t)}} - \frac{\omega^2 r^2 \sin^2(\omega t)}{\sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2(\omega t)}} + \frac{\omega^2 r^4 \cos^2(\omega t) \sin^2(\omega t)}{\sqrt{(\ell^2 - r^2 \sin^2(\omega t))^3}} = 0 \quad (4)$$

Tudjuk azt, hogy a pillanatnyi szögelfordulás a szögsebesség és az idő szorzata:

$$\phi = \omega t. \quad (5)$$

Az 5. egyenletet a 4. egyenletbe behelyettesítve és 0-ra megoldva az egyenletet, azt kapjuk, hogy a legnagyobb dugattyúsebesség $\phi = 80,91^\circ$ -os forgattyúkar elfordulásnál lesz. Ekkor a dugattyú legnagyobb sebességének értéke legfeljebb $v_{d1} = v_{max} = 2$ m/s lehet. v_{max} értékét a (3) egyenletbe behelyettesítve és ω -ra megoldva az egyenletet a következőt kaptuk: $\omega = 25,302$ 1/s, a maximális fordulatszám értéke pedig $n = 241,616$ 1/min. Ehhez az alacsony forgattyús tengely fordulatszámhoz minél kisebb fordulatszámú 4-6 pólusú aszinkronmotor célszerű választani, de még így is szükséges lassító áttétel és/vagy frekvenciaváltó alkalmazása.

A villanymotor teljesítmény igény meghatározásához a munkahengerekben kialakuló nyomás ismerete szükséges. Feltesszük, hogy a nyomás a munkatér minden pontjában állandó.



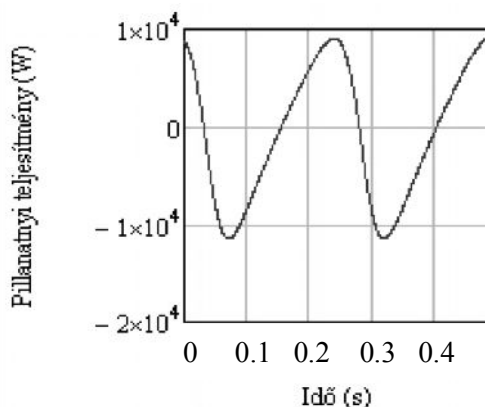
4. ábra. A nyomása alakulása a térfogat függvényében

A nyomás várható alakulását a térfogatváltozás függvényében 4. ábra mutatja.

A villamos teljesítmény igényt a következő képlettel határoztuk meg:

$$P(t) = p(t) \cdot [A_{d1} \cdot v_{d1}(t) + A_{d2} \cdot v_{d2}(t)]. \quad (6)$$

A képletben $p(t)$ a nyomásfüggvény, A_{d1} és A_{d2} rendre a dugattyúk felülete az 1-es és 2-es munkahengerben, v_{d1} és v_{d2} rendre az 1-es és 2-es dugattyúk sebessége. A teljesítmény igény időben jelentősen változik, amit az 5. ábra mutat.



5. ábra. Villamos teljesítmény-idő függvény

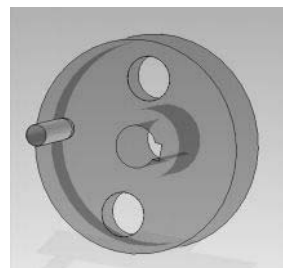
Ez alapján a várható legnagyobb teljesítmény igény:

$$P_{max} = 9,026 \text{ kW}. \quad (7)$$

2.2. Részegységek bemutatása

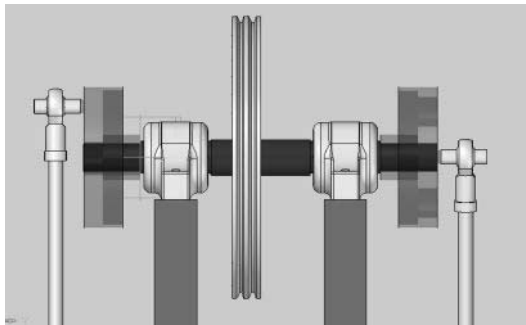
A forgattyútárcsa tengelyátmérője és a támasztócsapágyak mérete a dugattyúerő és a forgattyúkar által létrejött erőhatásokból határozható meg. A forgó tengelyek terhelésének meghatározása a forgattyús mechanizmus erőjátékának vizsgálatából történt, méretezésüket összetett igénybevételre végeztük.

A forgattyús tárcsa a 6. ábrán látható.



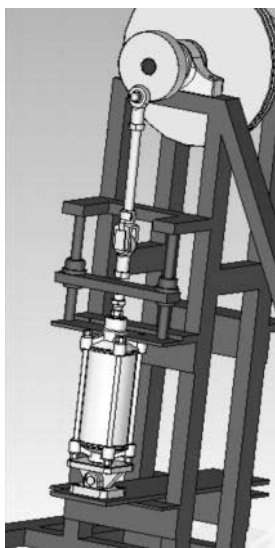
6. ábra. A forgattyús tárcsa

A forgattyús tárcsák a forgattyús tengely két végén rögzítettek (7. ábra). Jól látható a dugattyúk mozgása közötti 90° -os szögeltetés. Míg a bal oldali dugattyú a 3. ábra jelölése alapján alsó holtponthelyzetben van, a jobb oldali dugattyú negyed fordulattal lemaradva követi. A forgattyús tengelyt tartó két csapágy között található a kétpályás ékszíjtárcsa, mely a meghajtást biztosítja.



7. ábra. A forgattyús tárcsa

A dugattyúk egyenesbe vezetéséről a 8. ábrán látható szerkezet gondoskodik, amely a keresztfej szerepét tölti be.



8. ábra. A dugattyú mozgó mechanizmusa

A mozgó elemek csapágyazottak, a tengelyek nemesítettek, a várható nagyobb igénybevétel miatt.

A munkahengereket réz cső köti össze, mely csőben foglal helyet a regenerátor és a gép munkaközeggel való feltöltésére szolgáló csap is. Ez a rész ábrával nincs kiemelve.

3. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben egy Stirling hűtőként működő tesztberendezés gépészeti kialakítását mutattuk be. A kereskedelmi forgalomban beszerzett hengerek műszaki paraméterei behatárolták a Stirling gépnél megvalósítható nyomás, fordulatszám és hőmérséklet értékeket. A biztonságos és tartós üzemelés érdekében a géptestet megfelelően merev hegesztett acélszerkezetből alakítottuk ki, amelyre a csapágyházak és az egyéb alkatrészek csavarral rögzítettek. A tengelyekhez a forgó alkatrészeket reteszkötéssel kapcsolódnak. A hőelvonás, a hőközlés és a regenerátor hőcserélőinek méretezését cikkünk nem tartalmazza, de ezek is feltétlenül szükségesek a gép működtetéséhez.

IRODALOM

- [1] Yusuf Tekint, Omer Ercan Ataer: Performance of V-type Stirling-cycle refrigerator for different working fluids, 2009.
- [2] Ö. Ercan Ataer, H. Karabulut: Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator, 2004.
- [3] Bahri Sahin, Ali Kodal: Finite time thermoeconomic optimization for endoreversible refrigerators and heat pumps, 1998.
- [4] Sun L'an, Zhao Yuanyang, Li Liansheng, Shu Pengcheng: Performance of a prototype Stirling domestic refrigerator, 2008.
- [5] Graham Walker: Stirling engine, Oxford University Press, 1980.
- [6] Israeli Urieli, David M. Berchowitz: Stirling cycle engine analysis, Adam Hilger Ltd. Bristol, 1984.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A tanulmány a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg"

