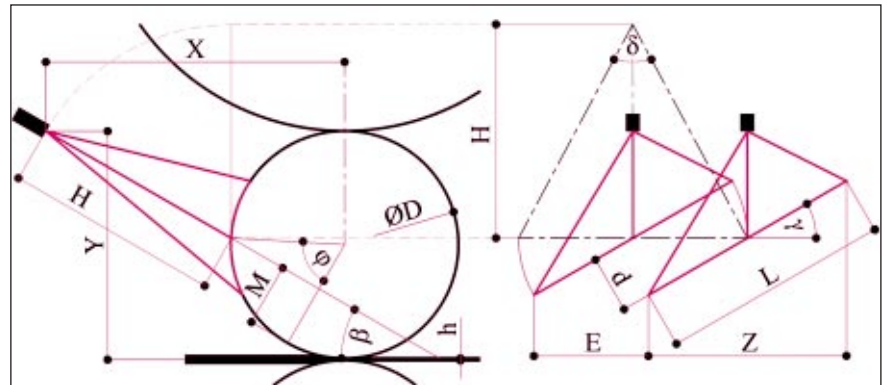


SZARKA JÁNOS – † SZABÓ LAJOS

## Hengerhűtés lapos szórásképű fúvókákkal

A fémszalagok meleg- és hideghengerlésekor alkalmazott hengerhűtési megoldások rendkívül változatosak, de mindegyik az egy fúvókával történő hengerhűtésen alapul. A fúvóka által kibocsátott folyadéksugarak becsapódási felületének alakja lehet téglalap (lapos), kör (telikúp), illetve köztés (ovális). Ezek hengerhűtő képessége – azonos körülmények között is – különböző. Vizsgálataink csak az alumínium hengerművekben használatos lapos szórásképű fúvókákra vonatkoznak.



1. ábra. Hengerhűtés lapos folyadéksugárral

### 1. Lapos folyadéksugarak geometriai adatai

A lapos szórásképű fúvókákkal történő hengerhűtés geometriai viszonyai az 1. ábrán láthatók.

A jelölések értelmezése a következő:

$D$  – a hűtött henger átmérője ( $D = 2R$ );

$H$  – a centrális folyadéksugar hossza;

$\beta$  – a centrális folyadéksugar irányszöge;

$\varphi$  – a centrális folyadéksugar becsapódási szöge;

$M$  – a centrális folyadéksugar által kimetszett körszeletmagasság;

$\delta$  – fúvókaterítési szög (parabolikus helyett lineáris terítés esetén);

$\gamma$  – fúvókaferdeség (a becsapódási ív hengeralkotóval bezárt szöge);

$L$  – a folyadéksugar becsapódási ívhossza;

$Z$  – egy folyadéksugárral hűtött hengerpalást hossza;

$E$  – a fúvókák tengelytávolsága;

$d$  – a becsapódó folyadéksugarak közötti távolság;

$X$  – a fúvóka vízszintes távolsága a henger függőleges tengelyétől;

$Y$  – a fúvóka függőleges távolsága a felső henger alsó érintőjétől.

### 2. Fúvókaelrendezés

A fúvókákat egy sorban a bal- és jobboldali állványkeret belső síkja által határolt  $K$  távolságon belül – a  $K/2$  középvonalra szimmetrikusan – a 2. ábra szerint helyezik el (a fúvókák száma páros vagy páratlan lehet).

A jelölések értelmezése a következő:

$K$  – a hengerállvány ház belső síkjai közötti távolság;

$h$  – a hengerelt anyag vastagsága;

$b$  – a hengerelt anyag szélessége;

$P$  – a munkahenger palásthossza;

$U_0$  – a szélső fúvóka minimális tengelytávolsága az állványkeret belső síkjától. Értékét a hűtőgerenda külső mérete és szerelési helyigénye határozza meg, de figyelembe kell venni a hengerelhető anyag maximális szélességét is.

$E_0$  – a fúvókák minimális tengelytávolsága (értékét a fúvóka külső mérete és szerelési helyszüksége határozza meg).

$K$  és  $U_0$  ismeretében a szélső fúvókák maximális feszítávolsága:

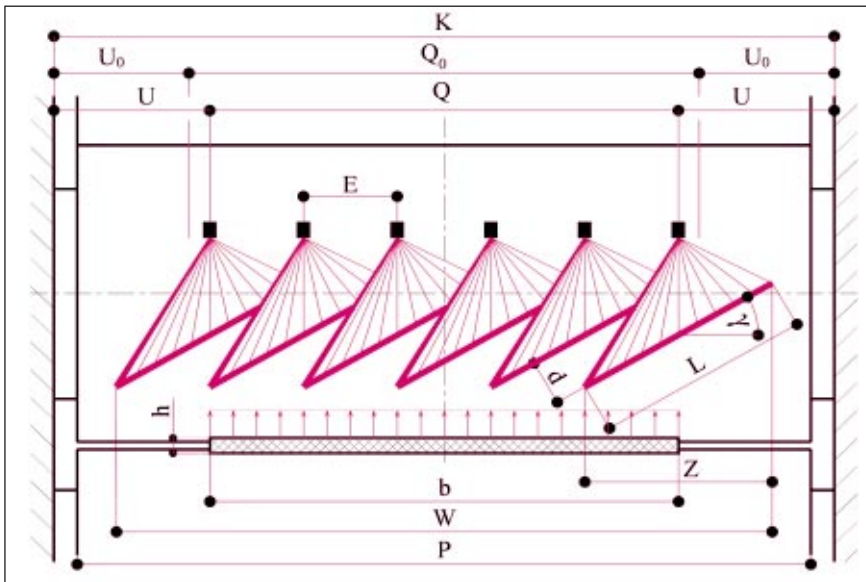
$$Q_0 = K - 2 \cdot U_0 \text{ mm.} \quad (1)$$

$Q_0$  és  $E_0$  ismeretében kiszámítjuk a fúvókák maximális darabszámát:

**Szarka János** 1936. március 19-én Felsőtelekesen született. 1954-ben a Diósgyőri Kohóipari Technikumban öntőtechnikusi, 1959-ben a Nehézipari Műszaki Egyetemen technológus kohómérnöki oklevelet szerzett. Munkáját az ALUTERV-ben, 1996-ban történt nyugdíjazásáig az ALUTERV-FKI-ben technológus főtervezőként végezte.

**†dr. Szabó Lajos** 1944. január 28-án Rimaszombaton született. 1963-ban Dunaújvárosban technikus, 1969-ben a Nehézipari Műszaki Egyetemen kohómérnöki oklevelet szerzett. Az Inotai

Alumíniumkohóban kezdett dolgozni, majd az Alumíniumipari Tervező és Kutató Intézet munkatársa lett. 1983-ban doktorált. Az ALUTERV-FKI megszűnésével közel egy időben az Alcoa-Köfém szélesszalag hengerművében vállalt munkát. 2000 decemberében jelentkeztek betegségének első jelei, melyet hosszú terápiák sorozata követett, de 2007 nyarán a legváratlanabb pillanatban magához szólította az Úr. E dolgozattal a hengerhűtés fejlesztésének megalapozásában végzett munkásságának kívánunk szerény emléket állítani.



■ 2. ábra. A lapos fűvőkák vonalmenti elrendezése

$$N_0 = \text{int} \left( \frac{Q_0}{E_0} \right) \quad (2)$$

Ha eldöntjük, hogy a beépíthető fűvőkák darabszáma

$$N \leq N_0 \quad (3)$$

legyen, akkor a fűvőkák maximális, egészre kerekített tengelytávolsága

$$E_0 = \text{int} \left( \frac{Q_0}{N-1} \right) \text{ mm}, \quad (4)$$

míg a szélső fűvőkák fesztávolsága

$$Q = (N-1) \cdot E \text{ mm} \quad (5)$$

lesz. Ha a folyadéksugarak átfedésének

$$\xi = \frac{E}{Z} \quad (6)$$

mértékét is eldöntjük, akkor (6)-ból adódik a becsapódási ív vízszintes vetületének hossza:

$$Z = \frac{E}{\xi} \text{ mm} \quad (7)$$

Az 1. ábra szerint a becsapódási ív hossza – lineárisan szélesedő nyaláb esetén –

$$L = \frac{Z}{\cos \varphi} \text{ mm}, \quad (8)$$

a centrális folyadéksugár hossza

$$H = \frac{L}{2 \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \text{ mm}, \quad (9)$$

a becsapódási ívek közötti távolság

$$d = E \cdot \sin \varphi \text{ mm}, \quad (10)$$

és a hűtőfolyadékkal elsődlegesen hűtött hengerpalást hossza

$$W = Q + Z \text{ mm}. \quad (11)$$

A 2. ábrán látható, hogy ha  $W < P$ , akkor a szélső folyadéknyalábok még csak a hengerpalástot, de ha  $W > P$ , akkor már az állványkeret belső síkját is hűtik. Ez nem cél, legfeljebb az egyenletes folyadékeloszlás érdekében előálló következmény.

Tervezéskor fontos még az 1. ábrán jelölt fűvőkakoordináták ismerete:

$$X = H \cdot \cos \beta + R \cdot \sin(\beta + \varphi) \text{ mm}, \quad (12)$$

$$Y = H \cdot \sin \beta + R \cdot (1 - \cos(\beta + \varphi)) \text{ mm}. \quad (13)$$

Ha a becsapódás  $\varphi$  szöge adott, akkor a centrális folyadéksugár által kimetszett körszeletmagasság

$$M = R \cdot (1 - \cos \varphi) \text{ mm}, \quad (14.1)$$

ha pedig az  $M$  becsapódási körszeletmagasság adott, akkor a becsapódási szög

$$\varphi = \arccos \left( 1 - \frac{M}{R} \right). \quad (14.2)$$

### 3. A hűtőfolyadék vonal menti eloszlása

Az alumíniumszalag hengerállványokon alkalmazott Lechler-féle lapos fűvőkából kiáramló folyadék vonal menti intenzitásának modellezése céljából egy 16 oszlopos szimmetrikus eloszlást haranggörbével közelítünk (a 0. és 17. helyen mért intenzitást 0%-ra vettük). A mért és a regressziós haranggörbe képletével számított folyadékeloszlás az 1. táblázatban, a diagram a 3. ábrán látható.

A mérési adatokból meghatározott regressziós haranggörbe képlete:

$$Y = A \cdot e^{B \cdot (X-C)^2}, \quad (15)$$

ahol a példa szerinti regressziós állandók:  $A = 10,969$ ;  $B = 0,0363$ ;  $C = 8,5$ .

A 3. ábrán látható, hogy a végtelen értelmezési tartományú haranggörbe csúcsa ~9%-kal alacsonyabb a mért értéknél, széle pedig 0,00 helyett 0,80%, ezért a teljes folyadékáram 100,00% helyett 100,48%-ra adódott (a hiba 0,48%). E hiba ellenére ez a formula alkalmazható a hengerhűtés matematikai modellezésére.

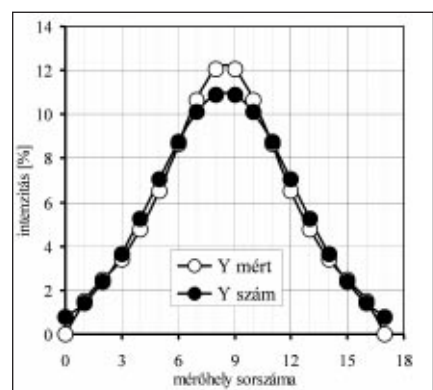
### 4. A hengerhűtés egyenletessége

A lapos fűvőkákkal történő hengerhűtés egyenletességének meghatározásához a folyadékeloszlást leíró haranggörbe csúcspontját az egy sorban lévő fűvőkák középpontjába helyezzük, és szélességét a becsapódási ív hengeralkotóra vetített hosszára választjuk.

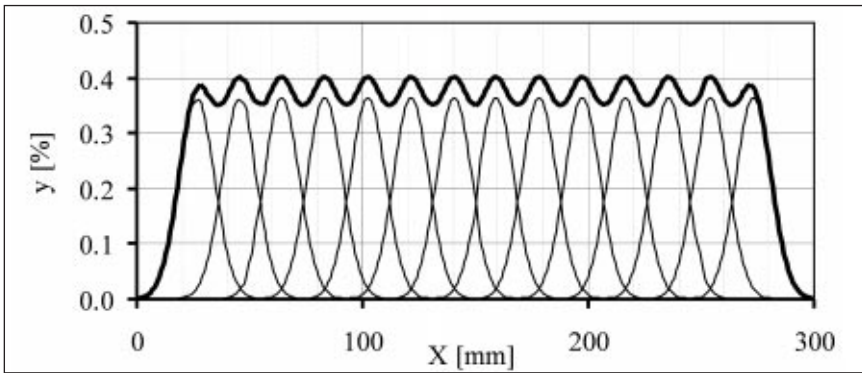
Az eljárást a 4. ábrán mutatjuk be, ami-

**1. táblázat.** LEHLER-féle lapos folyadéksugár vonalmenti intenzitása

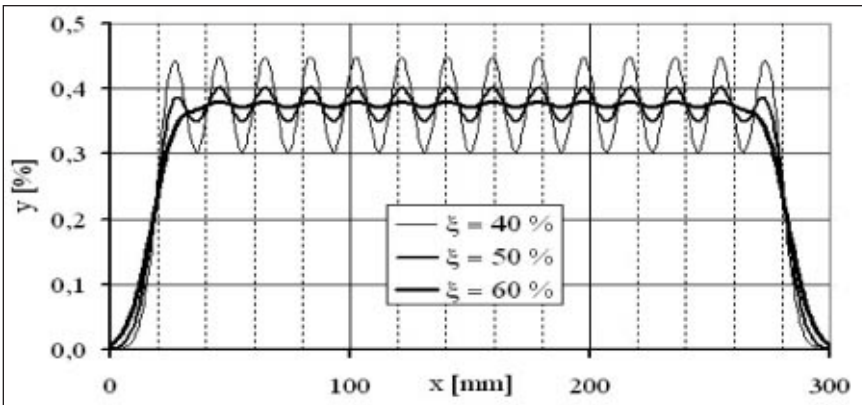
X	Y mért %	Y szám. %
0	0,00	0,80
1	1,50	1,42
2	2,47	2,37
3	3,41	3,66
4	4,78	5,26
5	6,52	7,03
6	8,63	8,74
7	10,63	10,11
8	12,05	10,87
9	12,05	10,87
10	10,63	10,11
11	8,63	8,74
12	6,52	7,03
13	4,78	5,26
14	3,41	3,66
15	2,47	2,37
16	1,50	1,42
17	0,00	0,80
$\Sigma$	100,00	100,48



■ 3. ábra. LEHLER-féle lapos folyadéksugár vonalmenti intenzitása



4. ábra. 14 db lapos fűvókából kiáramló hűtőolaj vonalmenti eloszlása  $\xi = 50\%$  átfedésnél



5. ábra. 14 db fűvókás hengerhűtés vonalmenti intenzitás változása a  $\xi$  átfedés függvényében

kor  $K = 300$  mm,  $N = 14$  db,  $E = 19$  mm,  $\xi = 50\%$ ,  $\delta = 30^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$  és  $H = 73,4$  mm. A burkológörbe alatti terület 100%.

Az eredő folyadékáram intenzitást az egyes fűvókákhoz tartozó intenzitások összege adja. Látható, hogy a burkológörbe maximumpontjai a fűvókák tengelyvonalaiban, minimumpontjai a haranggörbék metszéspontja felett helyezkednek el.

Az 1. ábráról leolvasható, hogy ha növeljük a centrális folyadéksugár  $H$  hosszát, akkor nő  $L$ ,  $Z$  és  $\xi$  értéke is, ha az  $E$  fűvókaszítás állandó marad.

Az 5. ábrán bemutatjuk, hogy ha nő a folyadéknyalábok  $\xi$  (6) átfedése, akkor csökken a hűtőfolyadék-eloszlás egyenlőtlensége (ingadozása), de csökken az „egyenletesen” hűthető hengerpalást hossza is.

Az egyenletes hűtésű szakaszon a hűtőáram-intenzitás átlagától való  $\pm\%$ -os eltérést a következőképpen számítjuk ki:

$$\Delta = \pm \frac{100}{2} \cdot \left( \frac{Y_{MAX}}{Y_{MIN}} - 1 \right) \% \quad (16)$$

A példa szerinti esetben a folyadéknyalábok átfedésének változtatásával meghatároztuk az átlagtól való eltéréseket, amelyeket az alábbi formulával számíthatunk ki:

$$\Delta = \pm 1160 \cdot e^{\frac{191,8}{\xi - 87,3}} \% \quad (17)$$

Végeredményben a folyadékáram vonalmenti intenzitásváltozása – az egyenletes hűtésű szakaszon – 40% átfedésnél  $\pm 20\%$ , 50% átfedésnél  $\pm 6,5\%$ , 60% átfedésnél  $\pm 1\%$ .

Megállapítható, hogy esetünkben már 60% körüli átfedéssel minden igény kielégíthető. Ha ugyanis a példa szerinti hengerállványon hengerelhető szalag szélessége max. 250 mm, akkor 60% átfedésnél 220 mm szélesség mentén egyenletes a hengerhűtés, ezért mindössze  $30 = 2 \times 15$  mm a kevésbé hűtött szalagszél. Ez azonban előnyös is, mert csökken a szalagszéleknél tapasztalható elvékonyodás (edge drop) mértéke.

A fejtegetésekből megállapítható, hogy a hengerhűtés hőátadási tényezőjének teljes körű vizsgálatához olyan megoldást kell tervezni, melynél a hűtőgerenda  $X$ ;  $Y$ ;  $\varphi$  geometriai adatai – megfelelő határok között – állíthatók. Ezek mellett az  $E$  fűvókaszítás,  $\gamma$  fűvókaferdeség és  $\delta$  terítési szög – szintén geometriai adatok – változtatása további lehetőség a hőátadási tényező befolyásolására.

A geometriai adatokon túl lényegesen változtatható a hőátadási tényező a hűtő-

folyadék anyagával, nyomásával, illetve – azonos nyomáson – a fűvóka keresztmetszetétől függő mennyiségével.

Tehát a hengerhűtés helyes tervezéséhez szükség van a hőátadási tényező sokváltozós függvényére, amelyet csak kísérleti mérések eredményeinek elemzésével lehet meghatározni.

## 5. A hőátadási tényező mérése

Alumíniumszalagok hideghengerléskor az olajjal történő hengerhűtés hőátadási tényezőjét az [1] forrás, a 820-1100 C° hőmérsékletű acélszalagok meleghengerléskor a vízzel történő hengerhűtés hőátadási tényezőjét – többek között – a [2] és [3] irodalom szerzői is vizsgálták.

A hőátadási tényező meghatározásakor az [1] irodalom esetében álló, a [2] irodalom esetében forgó hengert alkalmazták. Az [1] irodalomban ismertetett mérési módszer vázlata a 6. ábra.

A hűtőolaj és az acélhenger közötti hőátadást az 1 fűvókából  $\beta$  irányszögben kiáramló folyadéksugarakkal  $X = 360$  mm tengelytávolságban lévő  $\phi 400 \times 220$  mm-es 2 acélsőbe épített 3 mérőfejjel mérték. A mérőfej  $\phi 14$  mm-es vörösréz rúd, melyet a hengerpalásttal együtt csiszoltak, hogy a hűtőolaj áramlását és a hőátadást ne változtassa. A 4 síklemes a valóságos viszonyokhoz hasonló folyadékáramlást biztosított. A 3 mérőfej  $\Delta \kappa = 5^\circ$ -onként volt állítható.

A mérések során az  $M$  becsapódási kör-szeletmagasságot  $0 \leq M \leq R200$  mm között, ezzel pedig a becsapódási szöget  $0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$  között változtatták. A henger hőmérséklete  $T_R = 60$  C°, a hűtőfolyadék hőmérséklete  $T_0 = 20$  C°, állandó volt. A mérés úgy történt, hogy előre beállított fűvókapozíció és technológiai adatok esetén  $5^\circ$ -onként változtatták a mérőfej helyzetét, és minden beállítás után addig növelték a mérőfej fűtőteltjesítményét, amíg annak felületi hőmérséklete állandó nem lett.

Ez akkor következett be, amikor beállt a hőáram egyensúlya:

$$q = \alpha \cdot A \cdot \Delta T = (\alpha \cdot A + k) \cdot \Delta T = U \cdot I \cdot W \quad (18)$$

ahol  $\alpha$  – a hűtőolaj helyi hőátadási tényezője, [W/m<sup>2</sup>K];

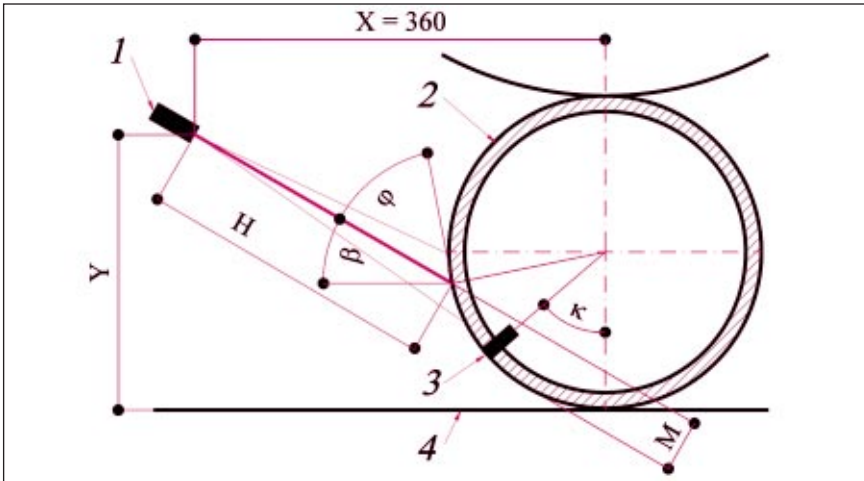
$k$  – a hőveszteségi tényező, 0,168 [W/K];

$A$  – a mérőfej felülete, 1,53E-6 [m<sup>2</sup>];

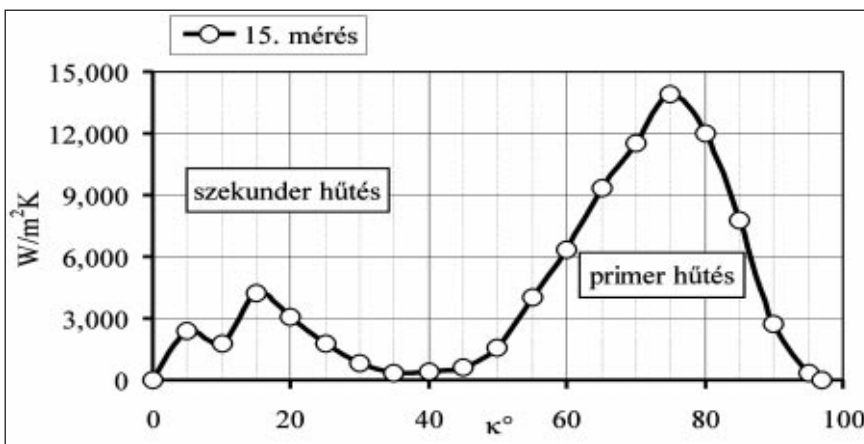
$I$  – a fűtőáram erőssége, [A];

$U$  – a fűtőáram feszültsége, [V].

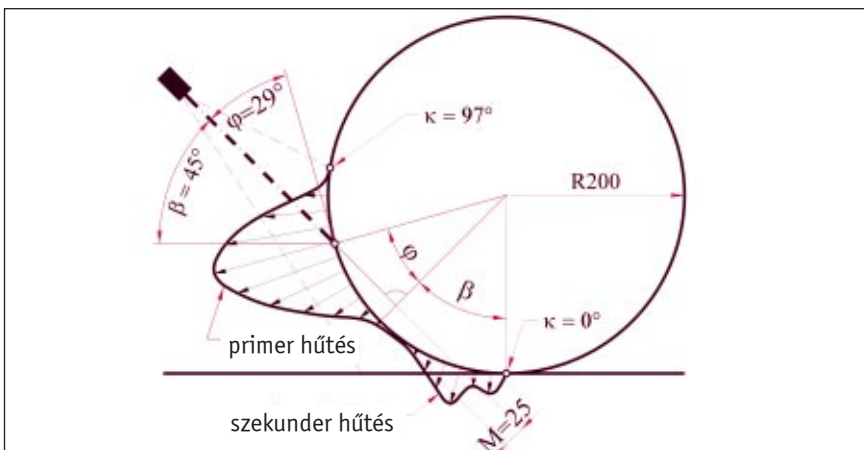
A (18) képletből a helyi hőátadási tényező



6. ábra. Hőátadási tényező mérése



7. ábra. 5°-onként mért hőátadási tényezők



8. ábra. 5°-onként mért helyi hőátadási tényezők (15. mérés)

2. táblázat. Kísérleti fűvőkák és hűtőolajok adatai

	Fűvőkák	Hűtőolajok	$v$ mm <sup>2</sup> /s
F1	Lechler 652 883 17	01 GENREX-22A (új)	4,10
F2	Lechler 664 923 30	02 BL-3A DDR	4,15
F3	Japán 1/4" KÖBAL	03 NAKI-II	3,60
F4	Csőr KÖBAL	04 NAKI-I	4,40
F5	Lapított kúp $\phi 3$	05 NAKI-I + adalék	6,90
F6	Lapított kúp $\phi 5$	06 GENREX-22A (használt)	7,90

zót az állandók behelyettesítése után a következőképpen számították ki:

$$\alpha = \left( \frac{U \cdot I}{T_R - T_0} - k \right) \cdot \frac{1}{A} = 6,53 \frac{U \cdot I}{T_R - T_0} - 1,1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

(19)

Az ismertett módszerrel egyszerűen és olcsón oldották meg a helyi hőátadási tényező mérést.

## 6. Kísérletileg meghatározott átlagos hőátadási tényezők

Az átlagos hőátadási tényező kísérleti meghatározása során használt fűvőkák és hűtőolajok, valamint a mérés egyéb adatait a 2. és 3. táblázat tartalmazza.

A kísérletek során a henger hőmérséklete  $T_R = 60 \text{ C}^\circ$  és a hűtőolajé  $T_0 = 20 \text{ C}^\circ$  volt.

Mint látható, 51 kísérleti mérés adatai állnak rendelkezésre, amelyeket felhasználhatunk az összefüggések meghatározására. A 7. és 8. ábrán példaként bemutatjuk a 15. sz. mérés eredményét.

A 97°-os hűtési ívszöghöz tartozó görbe alatti területből számított átlagos hőátadási tényező  $4462 \text{ W/m}^2\text{K}$ , a teljes hengerpalástra vonatkozó átlagos hőátadási tényező azonban  $97^\circ/360^\circ$  arányában kisebb,  $\alpha_{15} = 1200 \text{ W/m}^2\text{K}$ . A 7. és 8. ábrán látható, hogy a felső munkahengeren a szekunder hengerhűtés is számottevő.

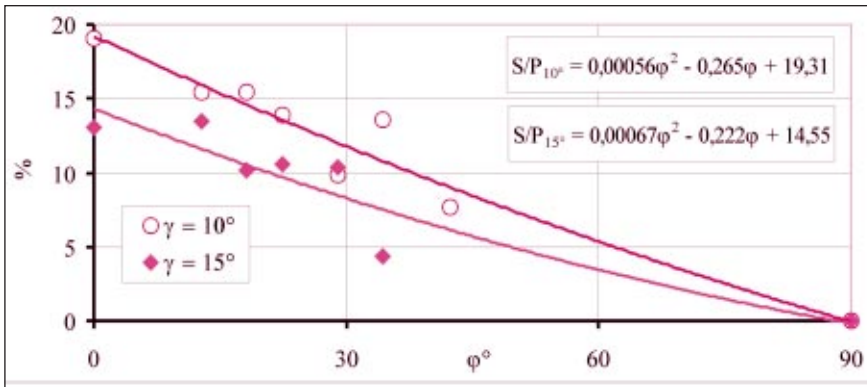
A 9. ábrán azt mutatjuk be, hogy a szekunder hűtés részesedését a fűvókaferdeség is jelentősen befolyásolja (a 10° fűvókaferdeséghez az 1-7., a 15° fűvókaferdeséghez pedig a 8., 9., 11., 14-16. mérés eredeti grafikonjait használtuk).

A szekunder hűtés részesedése 45° irányszög esetén érintőleges becsapódásnál maximális, és a  $\varphi$  becsapódási szög 90°-ig, illetve az  $M$  becsapódási kör-szeletmagasság  $R$ -ig történő növekedések folyamatosan nullára csökken. Látható, hogy a szekunder hűtés részaránya a fűvókaferdeség csökkentésekor nő, és fordítva.

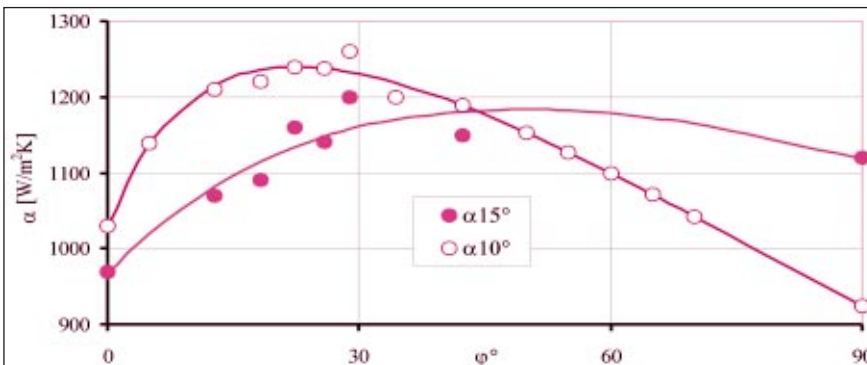
3. táblázat. Kísérleti mérések adatai

Sz.	Fúvóka	Hőtőolaj	$\beta^\circ$	$\gamma^\circ$	M mm	E mm	p bar	$\psi$ lit/m.min	$\alpha$ W/m <sup>2</sup> K
1.	F1	01	45	10	0	50	3,0	435	1 030
2.	F1	01	45	10	5	50	3,0	435	1 210
3.	F1	01	45	10	10	50	3,0	435	1 220
4.	F1	01	45	10	15	50	3,0	435	1 240
5.	F1	01	45	10	25	50	3,0	435	1 260
6.	F1	01	45	10	35	50	3,0	435	1 200
7.	F1	01	45	10	52	50	3,0	435	1 190
8.	F1	01	45	15	0	50	3,0	435	970
9.	F1	01	45	15	5	50	3,0	435	1 070
10.	F1	01	45	15	10	50	3,0	435	1 090
11.	F1	01	45	15	15	50	3,0	435	1 140
12.	F1	01	45	15	15	50	3,0	435	1 160
13.	F1	01	45	15	15	50	3,0	435	1 080
14.	F1	01	45	15	20	50	3,0	435	1 140
15.	F1	01	45	15	25	50	3,0	435	1 200
16.	F1	01	45	15	52	50	3,0	435	1 150
17.	F1	01	45	30	15	50	3,0	435	800
18.	F1	01	45	15	200	50	3,0	435	1 120
19.	F1	01	45	15	15	50	3,0	545	1 210
20.	F1	01	45	15	15	50	0,5	190	750
21.	F1	01	45	15	0	50	0,5	190	590
22.	F1	01	45	15	0	50	1,5	310	850
23.	F1	01	45	15	0	50	3,0	435	1 000
24.	F1	01	45	15	15	50	6,0	625	1 440
25.	F1	01	45	15	15	60	3,0	360	1 250
26.	F1	01	45	15	15	40	3,0	545	1 450
27.	F1	01	45	15	15	30	3,0	715	1 680
28.	F1	01	45	15	15	50	3,0	125	720
29.	F1	01	45	15	15	50	3,0	280	690
30.	F1	01	45	15	15	50	3,0	200	730
31.	F1	01	45	15	15	50	3,0	605	1 200
32.	F1	01	45	15	15	50	3,0	605	1 120
33.	F1	01	45	15	15	50	3,0	535	1 400
34.	F1	01	45	15	15	50	3,0	535	1 250
35.	F1	01	45	15	15	50	3,0	1 000	1 730
36.	F1-i	01	45	15	23,5	50	0,5	385	1 010
37.	F1-i	01	45	15	23,5	50	1,5	625	1 370
38.	F1-i	01	45	15	23,5	50	3,0	870	1 550
39.	2F1	01	30	15	7,5	50	3,0	870	2 140
40.	F1	01	30	15	15	40	3,0	1 090	1 960
41.	2F1-i	01	23,5	15	15	40	3,0	2 180	3 810
42.	F3	01	45	15	15	30	0,85	110	780
43.	F3	01	45	15	15	30	0,85	110	810
44.	F3	02	45	15	15	30	0,85	110	750
45.	F3	02	45	15	15	30	0,85	110	820
46.	F3	02	45	15	15	30	0,85	110	820
47.	F3	03	45	15	15	30	0,85	110	710
48.	F3	04	45	15	15	30	0,85	110	680
49.	F3	05	45	15	15	30	0,85	110	600
50.	F3	06	45	15	15	30	0,85	110	580
51.	F3	06	45	15	15	30	0,85	110	580

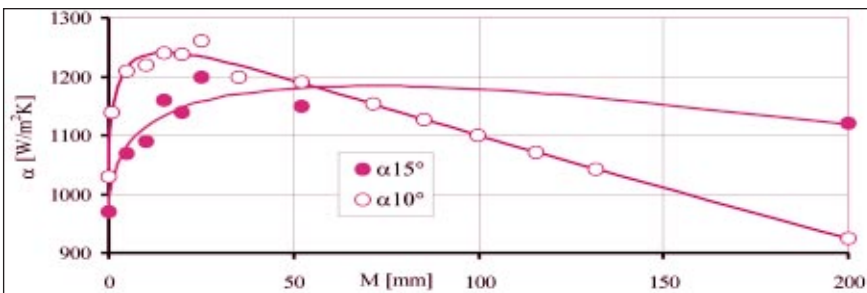
i = iker



■ 9. ábra. Szekunder hűtés a primer hűtés %-ában, a  $\varphi^\circ$  becsapódási szög függvényében,  $\gamma^\circ$  fűvókaferdeség esetén



■ 10. ábra. Mért és számított átlagos hőátadási tényező a  $\varphi^\circ$  becsapódási szög függvényében  $\gamma^\circ$  fűvókaferdeség esetén



■ 11. ábra. Mért és számított átlagos hőátadási tényező az M becsapódási körszeletmagasság függvényében  $\gamma^\circ$  fűvókaferdeség esetén

## 7. A hőátadási tényező függvényei

A legfontosabb követelmény, hogy a hengerhűtés vonalmenti intenzitása a lehető legegyszerűsebb, és a hűtőtéljesítmény az adott szűrésben szükséges értékű legyen.

A hűtés egyenletessége adott terítési szögű folyadéknyalábok esetén a centrális folyadéksugár hosszától és a fűvókák tengelytávolságától függ. A hűtőtéljesítmény függ a hőátadási tényezőtől, a hűtött felület nagyságától, a henger és hűtőolaj hőmérséklet-különbségétől és a hűtés időtartamától (forgó hengernél a periódusidőtől). A helyi és átlagos hőátadási tényezők és a mérési körülmények elemzésével meg-

határozhatók a számszerű összefüggések.

A fűvókák térbeli elhelyezésének és az olajsugár irányszögének meghatározásánál szerepe van a becsapódási szögnek, illetve a becsapódási körszelet magasságának, továbbá a fűvókák tengelytávolságának és ferdeségének (hengeralkotóval bezárt szögének).

A megfelelő hűtőhatás beállításához ismerni kell a hűtőolaj nyomásának, illetve adott nyomáson a hűtőanyag-áram intenzitásának a hőátadási tényezőre gyakorolt hatását. Alapvető fontosságú a hűtőolaj és az acélhenger közötti hőátadási tényező – különböző paraméterektől függő – határértékének ismerete. Fontos tudni, hogy mi-

képpen függ össze a helyileg elérhető maximális és az átlagos hőátadási tényező. Ugyancsak fontos tudni, hogy használat közben hogyan változik a hűtőolaj viszkozitása és ezzel a hőátadási tényező.

Ha az egysoros fűvókaelrendezés esetén elérhető hűtőtéljesítmény nem elegendő, akkor a két- és többsoros fűvókaelrendezéshez kell folyamodni, mert mint látni fogjuk, ezáltal – bár nem lineárisan – de jelentősen nő az átlagos hőátadási tényező és a hűtőtéljesítmény.

### 7.1 Hőátadás a becsapódási szög és körszeletmagasság függvényében

A mért és számított átlagos hőátadási tényezőket a 10. és 11. ábra mutatja ( $10^\circ$  fűvókaferdeséghez az 1-7.,  $15^\circ$  fűvókaferdeséghez a 8., 9., 11., 14-16. mérésrő kapott átlagos hőátadási tényezőket vettük alapul).

A 10. ábra görbéi az alábbi regressziós formulával írhatók le:

$$\alpha = A \cdot (\varphi - D)^B \cdot e^{C \cdot \varphi} \quad \text{W/m}^2\text{K}, \quad (20)$$

amely a regressziós állandók behelyettesítése után a következő alakot ölti:

$$\alpha_{10^\circ} = 604,81 \cdot (\varphi + 7)^{0,273} \cdot e^{-0,00917 \cdot \varphi}$$

$$\alpha_{15^\circ} = 135,49 \cdot (\varphi + 30)^{0,578} \cdot e^{-0,0073 \cdot \varphi}$$

A 10. ábra alapján megállapítható, hogy az átlagos hőátadási tényező kezdőértéke  $\varphi = 0^\circ$ -nál  $\alpha_0 = A \cdot (-D)^B$ , majd a becsapódási szög növelésekor folyamatosan nő, és egy maximális érték után közel hiperbolikusan csökken. A hőátadási tényező kezdeti szakasza annál magasabban halad, és maximális értéke is annál nagyobb, mennél kisebb a  $\gamma$  fűvókaferdeség.

Az is megállapítható, hogy a két görbe metszéspontjától balra  $10^\circ$  fűvókaferdeség, jobbra  $15^\circ$  fűvókaferdeség esetén nagyobb az átlagos hőátadási tényező.

A 11. ábrán látható, hogy teljesen hasonló a görbe lefutása, ha a  $\varphi$  becsapódási szög helyett az M becsapódási körszeletmagasság a független változó.

A számított adatokat a (21) regressziós formula fejezi ki úgy, hogy (20)-ban  $\varphi$  helyére a (14) képletet írjuk:

$$\alpha = A \cdot \left( \arccos \left( 1 - \frac{M}{R} \right) - D \right)^B \cdot e^{C \cdot \arccos \left( 1 - \frac{M}{R} \right)} \quad \text{W/m}^2\text{K} \quad (21)$$

Ezáltal mindkét formula azonos eredményt ad (a mérések során  $R = 200$  mm volt).

A 10. és 11. ábra csak  $\beta = 45^\circ$  irányszög esetén érvényes. Ha  $45^\circ$ -tól különböző

irányszöveget választunk, akkor a görbe jellege hasonló marad, de megváltoznak a (20) és (21) függvény paramétereit.

## 7.2 Hőátadás a hűtőolajnyomás függvényében

Közismert, hogy – azonos körülmények között – a hűtőolaj nyomásának növelésekor nő a hőátadási tényező és fordítva. Az  $\alpha(p)$  függvény meghatározásához legalább 3 adatpár szükséges, ezért a helyes összefüggés kiválasztásához meg kell vizsgálnunk a legegyszerűbb háromparaméteres függvények alkalmasságát:

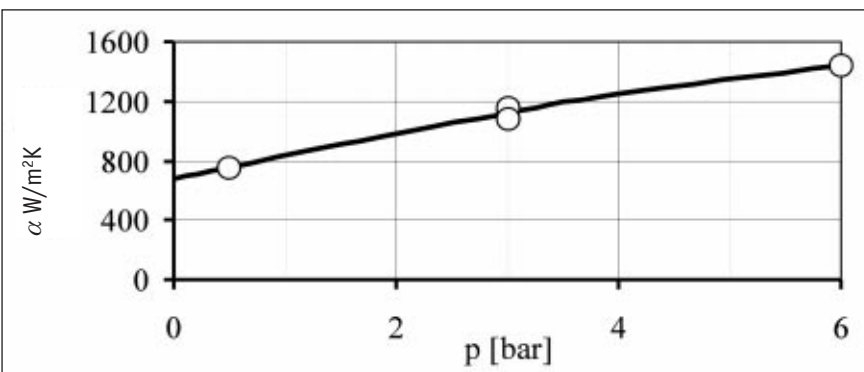
1. Az  $\alpha = a \cdot p^b$  alakú hatványfüggvény alkalmatlan, mert  $p < 0$  nyomásnál (vákuumban) semmilyen,  $p = 0$  nyomásnál  $0$ , végtelen nyomásnál végtelen hőátadási tényezőt eredményez.
2. Az  $\alpha = a \cdot p^2 + b \cdot p + c$  alakú másodfokú polinom (parabola) azért alkalmatlan, mert  $-b/2a$  nyomásnál szélsőértéke (maximuma) van,  $p_{1,2}$  nyomásnál  $0$ , ezen túl negatív hőátadási tényezőt ad.

3. Az  $\alpha = a + \frac{b}{p+c}$  alakú hiperbola azért alkalmatlan, mert a  $p = -c$  póluspontban  $\alpha$  értéke végtelen, valós értéket csak  $p > c$  nyomásnál ad, amely csak végtelen nyomásnál éri el az  $\alpha = a$  határértéket.

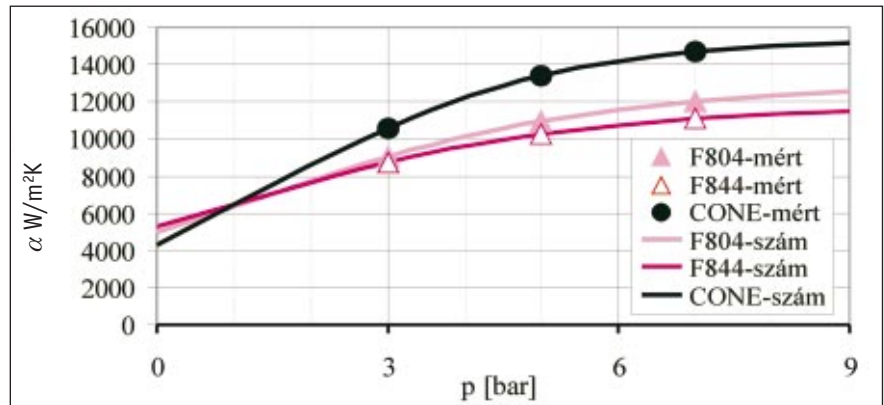
4. Az  $\alpha = \frac{a}{1+e^{(b+c \cdot p)}}$  logisztikus függvény azért alkalmas, mert bármilyen nyomásnál  $\alpha > 0$  valószínű hőátadási tényezőt eredményez. Példaként a 12. ábrán mutatjuk be a 11-13. és a 20., valamint a 24. mérés alapján szerkesztett diagramot.

A mérési adatokból meghatározott függvény az alábbi lett:

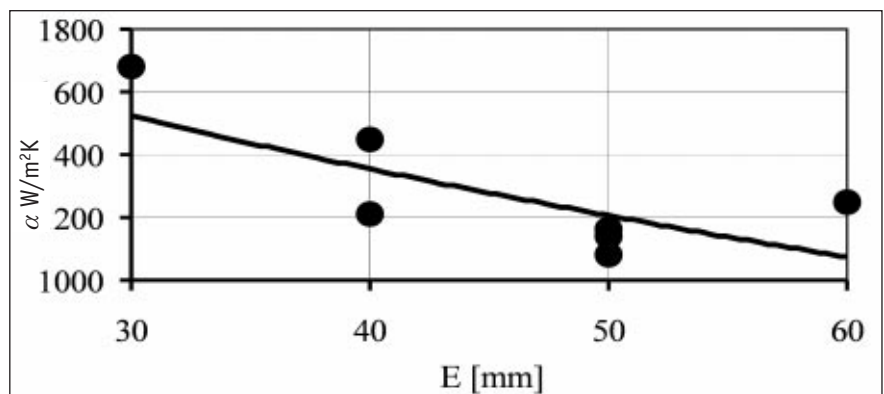
$$\alpha = \frac{1658,9}{1+e^{(0,3809-0,3774 \cdot p)}} \text{ W/m}^2\text{K} \quad (22)$$



12. ábra. Átlagos hőátadási tényező az olajnyomás függvényében  $M = 15$  mm becsapódási körzetletmagasság esetén



13. ábra. Víz-acélhenger hőátadási tényezője a víznyomás függvényében



14. ábra. Átlagos hőátadási tényező a fúvókaosztás függvényében

A példa szerint a  $60$  °C hőmérsékletű henger és a  $20$  °C hőmérsékletű hűtőolaj között  $p = 0$  nyomásnál a hőátadási tényező  $673$  W/m<sup>2</sup>K, de bármekkora is a hűtőolaj nyomása, értéke mindig kisebb lesz a végtelen nagy nyomáshoz tartozó  $1658,9$  W/m<sup>2</sup>K-nél.

A logisztikus görbe illesztést a [2] irodalom 3. táblázatában közölt adatokra is elvégeztük, és tájékoztatásul a 13. ábrán be is mutatjuk. A kísérleti mérést  $1$  m/s kerületi sebességű hengerrel, két sorban elhelyezett háromféle fúvókával, három víznyo-

más értékkel végezték (az F jelű fúvókák szórásuképe lapos, a CONE jelűé kör).

Mint látható, mindhárom görbe folytonos, és  $p = 0$  bar nyomásnál a hőátadási tényező  $4257 - 5250$  W/m<sup>2</sup>K közötti (az átlag  $4287$  W/m<sup>2</sup>K).

Hibás a [3] irodalom 23. ábrája is, amelyen  $p = 0$  víznyomásnál  $0$  W/mm<sup>2</sup>K hőátadási tényező szerepel, holott a logisztikus görbe szerint a valószínű érték  $0,046$  W/mm<sup>2</sup>K kellene legyen.

A helyes számítás érdekében figyelembe kell venni azt a ténytet, hogy a hőátadási tényező mindig nagyobb  $0$ -nál, mert a különböző hőmérsékletű anyagok között vákuumban és túlnyomásnál is – bár nem azonos sebességgel – de lejátszódik a hőátadás.

## 7.3 Hőátadás a fúvókaosztás függvényében

A 11-13., a 19. és a 25-27. mérési adatból szerkesztett 14. ábrán látható, hogy – bár igen nagy a szórás – a fúvókaosztás növelésével csökken az átlagos hőátadási tényező, és fordítva.

Az átlagos hőátadási tényező a fúvókaosztás függvényében az

$$\alpha = 2158e^{-0,0116E} \text{ W/m}^2\text{K} \quad (23)$$

képlettel számítható.  
Az egy sorban lévő fúvókák minimális osztását – és ezzel a maximális hőátadási tényező értékét is – a fúvókák külső méretei és szerelésük helyszükséglete korlátozza, szabja meg.

#### 7.4 Hőátadás a hűtőolaj áram intenzitás függvényében

A 15. ábrán bemutatjuk a 11-13., 28., 34. és 35. mérésakor kapott átlagos hőátadási tényezőt a hűtőolajáram intenzitása függvényében.

A görbét leíró

$$\alpha = \frac{2059,72}{1+e^{(0,9462-0,0026\cdot\psi)}} \text{ W/m}^2\text{K} \quad (24)$$

regressziós formula szerint a hőátadási tényező már 1200 l/m · min olajáram intenzitásnál eléri az elméleti 2059,73 W/m<sup>2</sup>K határérték 90%-át, 1500 l/m · min-nál pedig a 95%-át.

Minthogy az [1] kísérleteket a hazai alumíniumszalag hideghengesorok hengerhűtés korszerűsítésének megalapozása céljából végezték, ezért utólag is megállapíthatjuk a kapott eredmények helyességét.

Az akkori, hazánkban működő 3500-4000 kW sorvonómotor-teljesítményű és max. 420-1200 m/min sebességű korszerű alumíniumszalag hideghengesorok hűtőolajáram intenzitása max. 2200-3600 l/m · min volt, ami lehetővé tette a 99,16-99,98%-os hűtőhatékonyság elérését.

Ezek alapján megállapíthatjuk, hogy az olajáram-intenzitás minden határon túl történő növelése értelmetlen, mert a hűtőteljesítmény már nem nőhet, hiszen az olaj fölös része nem éri a hengerpalástot.

#### 7.5 Hőátadás az olajviszkozitás függvényében

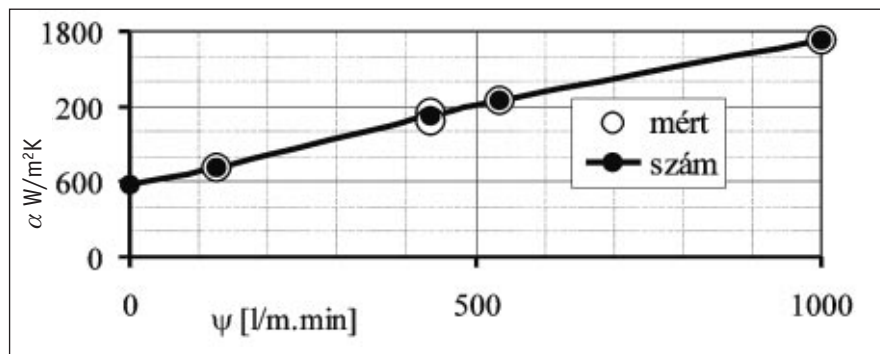
Ismeretes, hogy használat közben a hengerhűtő kenőolajok viszkozitása folyamatosan nő, és emiatt romlik a hűtőképességük. Ezért a kísérletek ennek vizsgálatára is kiterjedtek.

A 16. ábrán a 42-51. mérésakor kapott adatok alapján bemutatjuk a hűtőolaj viszkozitásától függő átlagos hőátadási tényező alakulását.

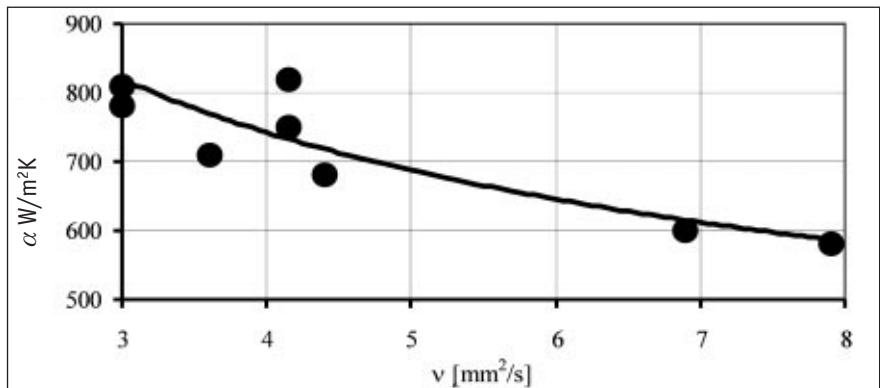
A viszkozitás görbét az alábbi regressziós formulával írtuk le:

$$\alpha = 1197,4v^{-0,345} \text{ W/m}^2\text{K} \quad (25)$$

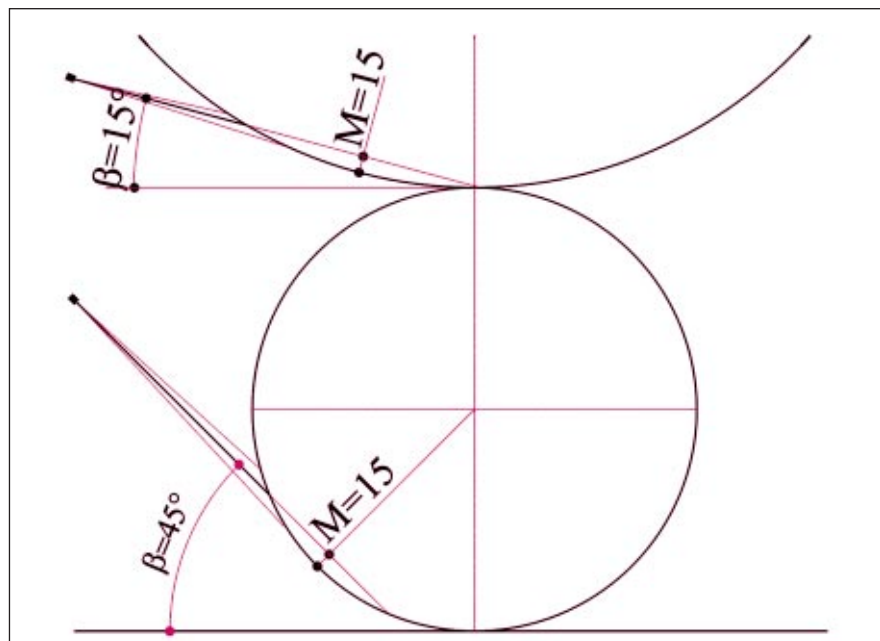
Megjegyezzük, hogy a GENREX-22A típusú



15. ábra. Átlagos hőátadási tényező a 3 bar nyomású olajáram intenzitása függvényében



16. ábra. Átlagos hőátadási tényező a hűtő-kenőolaj 20 C°-on mért viszkozitása függvényében



17. ábra. Hengerhűtés kétsoros fúvókákkal

sú olaj hőmérsékletének növelésekor nem volt kimutatható az átlagos hőátadási tényező változása, mert a hengerhűtő olaj anyagjellemzőinek kismértékű változásai kiegyenlítődnek (csökken a viszkozitás, a sűrűség és a hővezetési tényező, de nő a fajhő).

#### 7.6 Hőátadás kétsoros hengerhűtészor

A 39. méréssel a 17. ábrán látható kétsoros fúvókaelrendezés esetén határozták meg a 2140 W/m<sup>2</sup>K átlagos hőátadási tényezőt.

Ezt az eredményt összehasonlítva a 11-13. mérés 1163 W/m<sup>2</sup>K átlagértékével



megállapítható, hogy az arány 1,84. Eszerint a konkrét fűvókaelrendezés esetén a hűtőolaj-mennyiség megduplázása 84%-os hűtőteljesítmény növekedéssel járt.

### 7.7 Hőátadás egy- és kétsoros ikerfűvók esetén

A 18. ábrán egysoros ikerfűvókkal történő hengerhűtés speciális esete látható.

A 36-38. mérésnél  $p = 0,5, 1,5$  és  $3$  bar,  $\psi = 385, 625$  és  $870$  l/m·min volt, és az átlagos hőátadási tényező  $1010, 1370$  és  $1550$  W/m<sup>2</sup>K lett.

Ezt a hűtési módot a 19. ábrán az egysoros, érintőleges hengerhűtési móddal hasonlítjuk össze. A 21-23. mérésnél  $p = 0,5, 1,5$  és  $3,0$  bar,  $\psi = 190, 310$  és  $435$  l/m·min volt, és az átlagos hőátadási tényező rendre  $590, 850$  és  $1000$  W/m<sup>2</sup>K lett (ezt úgy érték el, hogy az ikerfűvókának csak az alsó nyílásán eresztették ki a hűtőanyagot).

A 19. ábrán szereplő 3-3 hőátadási tényezőtől meghatároztuk a regressziós függvényeket:

$$\alpha = \frac{1033,1}{1+e^{(0,338-1,2488 \cdot p)}} \text{ W/m}^2\text{K} \quad (26)$$

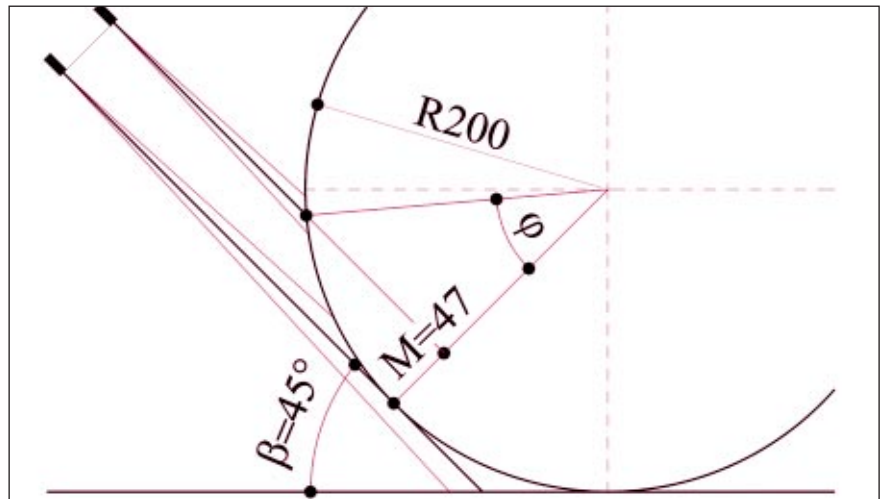
$$\alpha_2 = \frac{1585,3}{1+e^{(0,0811-1,2877 \cdot p)}} \text{ W/m}^2\text{K} \quad (27)$$

A hűtésintenzitás növekedésének arányát a (27) és (26) függvény hányadosaként számítottuk ki, és a 20. ábrán mutatjuk be. Ezen látható, hogy a hűtésintenzitás-növekedés mértéke annál kisebb, minél nagyobb az olaj nyomása (és ezzel az olajáram intenzitása).

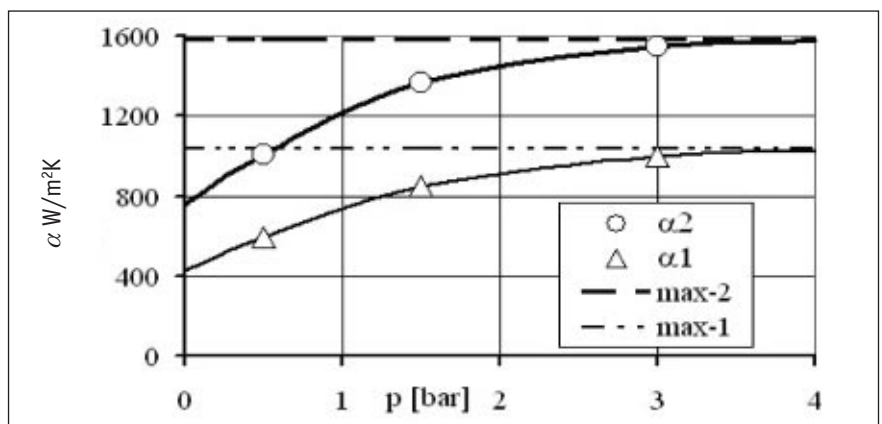
A fent közölt adatok szerint az ikerfűvókák kétszer annyi olaj áramlott ki, mint a szimpla fűvókák. A 18. ábrán jól látható, hogy az ikerfűvókák kiáramló 4/4 olajáram 1/4 része (az alsó soron kiáramló mennyiség 1/2 része) elkerüli a hengert, ezért az összes mennyiségnek csak a 3/4 része fejt ki primer hűtést. Így áll elő az a helyzet, hogy érintőleges ikerhűtésnél háromszor annyi olaj vesz részt a primer hűtésben, mint érintőleges szimpla hűtésnél.

Eszerint egysoros ikerfűvókákkal az egysoros szimpla fűvókákhoz képest  $p = 0$  nyomásnál max. 76,8%, végtelen nyomásnál min. 53,4% hűtésintenzitás-növekedés érhető el.

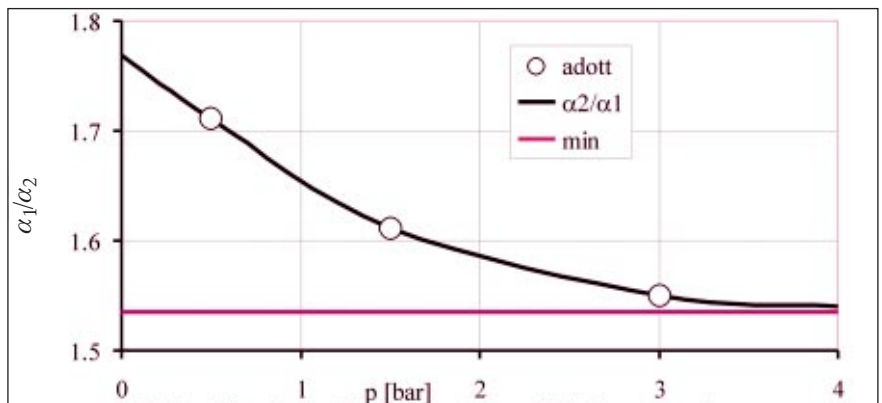
A kétsoros ikerfűvókák hengerhűtést a 21. ábrán látható olajsugarakkal végezték. Az adatokat a 41. mérés tartalmazza.



18. ábra. Hengerhűtés egysoros ikerfűvókákkal



19. ábra. Egysoros érintőleges ikerfűvó hengerhűtés hőátadási tényezője a szimpla fűvókéhoz képest az olajnyomás függvényében



20. ábra. Iker- és egy fűvókasoros hengerhűtés intenzitásaránya az olajnyomás függvényében

Ebben az esetben  $p = 3$  bar,  $\psi = 2160$  l/m·min volt, és a mért hőátadási tényező  $3810$  W/m<sup>2</sup>K lett. Ez 2,46-szorosa a 17. ábra szerinti elrendezésben 3 bar nyomáson a 38. kísérlet során mért  $1550$  W/m<sup>2</sup>K hőátadási tényezőnek. Figyelemre méltó, hogy a hűtőolajáram aránya  $2160/870 = 2,48$ , közel akkora, mint a hőátadási tényezők aránya.

## 8. Összefoglalás

Megvizsgáltuk és megállapítottuk, hogy az egy sorban lévő lapos szóráskepű fűvókák megfelelő kiosztásával, irányszögével, fűvókaferdeségével és a centrális folyadéksugár hosszával – a hűtőolaj-nyalábok hengeralkotó menti átfedésének helyes megválasztásával – biztosítható az egyenletes hűtés.

Az adott szűrésben szükséges fajlagos hűtőteltjesítményt biztosító átlagos hőátadási tényezőt a hűtőanyag nyomásának helyes megválasztásával lehet beállítani.

A két- és háromsoros fúvókaelrendezéssel két-háromszorosára növelhető a hűtőanyagáram intenzitása, és ezzel a hűtőteltjesítmény. A többsoros hengerhűtés akkor szükséges, amikor a hengerelt anyagok alakítási ellenállása – és emiatt a szükséges hűtőteltjesítmény is –, nagyon tág határok között változik.

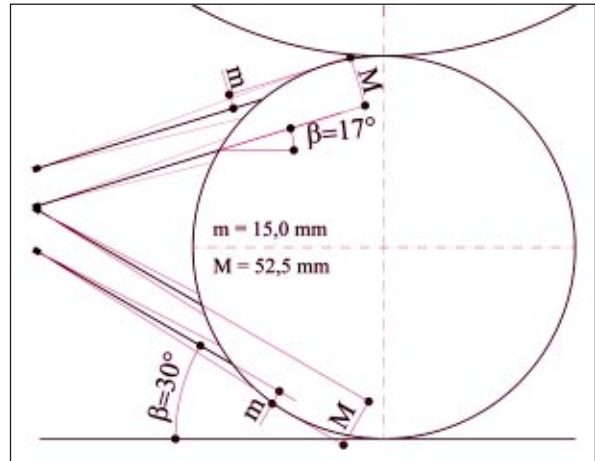
#### Irodalom

[1] dr. Szabó Lajos: A szalag hideghengerlés termelékenységeinek emelése az elárasz-

tásos technológiai hűtés fokozásával. Egyetemi doktori értekezés. 1983.

[2] Tucker, D.: A quantitative study into the comparative efficiency of flatjet and full cone spray nozzles when applied to the application of work roll cooling (Lechler Ltd, UK)

[3] Bernard J. Forster: Succesfull Execution of Roll Cooling Strategies. Lechler, Inc., St. Charles, Illionis



■ 21. ábra. Hengerhűtés kétsoros ikerfúvókákkal

## A VON ROLL kísérleti hengerállvány telepítése a Miskolci Egyetemen

### Bevezetés

Az Alcoa-Köfém Kft. jogelődje, a Székesfehérvári Könnyűfémű (KÖFÉM) 1969-ben egy kutatási célra tervezett, szalaghengerlésre alkalmas keskenyszalag hengerállványt telepített. A hengerállványt a Székesfehérvári Könnyűfémű megbízásából a VON-ROLL cég (Svájc) tervezte és szállította.

Az Alcoa-Köfém Kft. kutatási kapacitását és a hengesor műszaki állapotát figyelembe véve úgy döntött, hogy a hengersort a Miskolci Egyetem Fémtani és Képlékenyalakítástani Intézeti Tanszékének átadja.

Az áttelepítés az ALUMATIK Kft. fővállalkozásában történt, technológus főtervező Szarka János, az üzembe helyezés vezetője dr. Oláh Zoltán technológus kohómérnök volt.

### 1. A hengerállvány áttelepítése

Az áttelepítés feladatait alapvetően meghatározta a rendelkezésre álló hely szűkössége, a kis zaj- és vibrációs terhelésre vonatkozó elvárás, a terület alapincézettisége és az izotópos vastagsgmérés kiváltása.

A 1. és 2. ábrák a hengerállványt a Miskolci Egyetem Fémtani és Képlékenyalakítástani Intézeti Tanszékének Képlékenyalakító Laboratóriumában történt telepítés során végzett munkák két fázisát mutatják be.

A 3-6. ábrákon az áttelepített és korszerűsített hengerállványról és segédberendezéseiről mutatunk be néhány képet. Az áttelepítés során az alábbi munkákat végeztük el:

- A Ward-Leonard rendszerű gépcsoport, a generátorok, az egyenáramú motorok, illetve a villamos gépek központi hűtőlevegő ellátására szolgáló ventilátorok és levegővezetékek kiváltása érdekében frekvenciaváltóval megtáplált, kényszerhűtésű aszinkron motorok kerültek beépítésre.
- Új hajtásszabályozási és informatikai rendszert alakítottunk ki.
- A hengerlési hűtő-kenő olaj ellátás biztosítására 1 db 1500 literes tartályt telepítettünk át. Az olaj szűrésére „IPM” NATIONAL STANDARD gyártmányú „gyertya olajsűrő” szolgál.
- A hűtő-kenő olaj állandó feljövő hőmérsékletének biztosítására hűtő-fűtő rendszert alakítottunk ki.
- A hengerhűtő rendszer hatékonyságának javítása érdekében új típusú fúvókák kerültek beépítésre.
- A hengerállványt a hatékonyabb olajgőzelszívás érdekében új elszívóernyővel láttuk el, és a szigorúbb környezetvédelmi előírásokat is kielégítő olajlecsapató és levegőszűrő került beépítésre.
- Az esetleg kialakuló tűz oltására Marioff HI-FOG-rendszerű, vízköddel oltó készüléket telepítettünk a hengerállvány-

ra, az olajsűrőre és az olajtartályra felügyelő különálló védelmi körökkel.

- A hengerelt szalag vastagságának meghatározásához az eredeti izotópos vastagsgmérő helyett a lézeres mérési elvet választottuk.
- Kisméretű öntött tuskók meleghengerléséhez, illetve „lemeztáblák” hideghengerléséhez a görgősorokat helyettesítő, központosító vonalzóval ellátott „asztalokat” készítettünk.
- Felújítottuk a quarto üzemmódban használható hidraulikus hengerhajlító, és új munkahenger csapágytőkék is készültek.
- Felújítottuk és új hőmérséklet szabályzóval láttuk el a villamos fűtésű Borell-típusú kamrás kemencét.
- Kialakítottuk a csarnok levegőtánpótlását és az esetleg szükséges pótlólagos fűtést biztosító rendszert.

### 2. A hengerállvány jellemző paraméterei

A hengerlés módja variálható, a hengerlés történhet

- kéthengeres üzemmódban, „duó” hengerállványként;
- négyhengeres üzemmódban, „quarto” hengerállványként.

Az alakítás történhet hideghengerléssel vagy meleghengerléssel.

- A hengerelt termék alapanyaga lehet
- hideghengerléshez: hengerelt szalagtekercs vagy „lemeztábla”;