

BELSŐÉGÉSŰ MOTOROK SZÍVÁSI VÉGHŐMÉRSÉKLETÉNEK MEGHATÁROZÁSA A KOMPRESSZIÓ ÉS EXPANZIÓ FOLYAMATOK KIIKTATÁSÁNAK SEGÍTSÉGÉVEL

PÁSZTOR E.*

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK DOKTORA

[Beérkezett 1972. szeptember 7-én]

A tanulmány eljárást és kísérleti eredményeket mutat be belsőégésű motorok szívási véghőmérséklete, ill. a szívás alatti hőátadási tényező megállapítására. A kidolgozott új eljárás lényege, hogy a motor munkafolyamatából kiiktatjuk a kompresszió-expanzió folyamatot, így a szívási és kipufogási ütemek alatti együttes közegfelmelegedés a valóságos viszonyok igen jó megközelítése mellett kísérletileg meghatározható. A motort a kísérletek alatt kívülről forgatni kell és gondoskodni arról, hogy a hengerfal és hengerfej üzemi hőmérsékleten legyenek. A teljes (kompresszió-expanzió) hőátadási folyamatra felírt differenciálegyenlet segítségével a mérési eredmények felhasználásával, a hőátadási tényező, ill. a szívási véghőmérséklet közvetlenül meghatározható. A módszer négyütemű belsőégésű motorok esetében igen jól alkalmazható, kétütemű motoroknál bizonyos megfontolások szükségesek.

1. Bevezetés

A belsőégésű motorok munkafolyamatát, annak indikált középnyomását a szívási végállapot jelentősen befolyásolja. A munkaközeg szívási ütem alatt történő felmelegedése csökkenti a henger levegőtöltését, így az elégethető tüzelőanyag mennyiségét is. A sűrítéshez felhasznált munka, valamint a kompresszió véghőmérséklet adott kompresszióviszony mellett elsősorban a kompresszió kezdeti hőmérsékletének függvénye. A kompresszió folyamata alatt, a munkaközeg és a hűtőközeg között, a hengerfalban kialakuló hőáram irányát és nagyságát is jelentős mértékben befolyásolja a szívási véghőmérséklet. Egyébként azonos feltételek (kompresszióviszony, légviszony, égéskezdet stb.) mellett az égési véghőmérséklet, így nem utolsósorban a motor hőterhelése is a szívási véghőmérséklet függvénye. Jelentőségének megfelelően már eddig is sokan foglalkoztak a szívási véghőmérséklet meghatározásának problémájával, azonban méréseiket legtöbb esetben nem tényleges motoron végezték, hanem a valóságot többé-kevésbé jól utánozó kísérleti modelleken. Ennek megfelelően a kísérleti méréseknél egyenes és görbe, viszonylag nagy átmérőjű csövekben fellépő hőátadási viszonyokat tanulmányozták és ezekből a kísérleti eredményekből vontak le következtetéseket a motorba kerülő munkaközeg szívás alatti felmelegedésére vonatkozólag.

* Dr. Pásztor E., 1026 Budapest, Bimbó u. 171/b.

E tanulmányban kidolgozott eljárás tényleges motoron történő méréseket kísérel meg oly módon, hogy a kompresszió és expanzió ütemek kiiktatásával a motorban csak a szívás és kipufogás folyamata maradt. A teljes (szívás-kipufogás alatti) közegfelmelegedésből leválasztva a kipufogási folyamat alatti felmelegedést, meghatározható a szívás alatti hőmérsékletváltozás.

2. A szívás alatti közegfelmelegedés meghatározásának nehézségei, az eddig kidolgozott eljárások analízise

A szívási folyamat alatti közegfelmelegedés, ill. az ezzel kapcsolatos hőátadási tényező meghatározásának legfőbb nehézsége abban áll, hogy tényleges üzemi körülmények között működő motoron a szívási véghőmérséklet csak olyan rendkívül kis hőtehetetlenségű hőmérő segítségével határozható meg, mely a hengerben uralkodó pillanatnyi hőmérsékletek méréséhez is képes. Az ilyen hőmérőnek azonban a hengertérben uralkodó égési véghőmérsékletet és végnymást, valamint az égéssel együttjáró igen nagy mechanikai igénybevételt is ki kell bírnia, legalább egy mérősorozat lefolytatásához szükséges ideig. Ezeket a súlyos követelményeket a kis hőtehetetlenségű hőmérők általában nem tudják teljesíteni, ill. ezek teljesítése csak a pillanatnyi hőmérséklet mérése pontosságának rovására történhet, mivel az élettartam növelése a hőtehetetlenség szükségszerű növekedésével jár együtt.

A szívási véghőmérséklet a kompresszió kezdetén uralkodó nyomás és a hengerben maradó közegmennyiség ismeretében is meghatározható. A szívási végnymás indikálással történő meghatározása viszonylag megoldott probléma, azonban a hengerben maradó közegmennyiség pontos meghatározása legalább olyan súlyos feladat, mint a szívási véghőmérséklet mérése. A szívó és kipufogó szelepek összenyitásának ténye, a szívó és kipufogócsőben, valamint a hengertérben együttesen lejátszódó bonyolult lengési folyamatok rendkívüli mértékben megnehezítik a hengerben maradó közegmennyiség pontos meghatározását. A helyzet általában fordított: a szívási véghőmérséklet és végnymás ismeretében határozzák meg a hengerek tényleges töltését.

A szívási véghőmérséklet meghatározásának fentiekben vázolt nehézségei következtében közelítő eljárások fejlődtek ki, melyeknek közös jellegzetessége, hogy a motor szívási folyamatát valamilyen módon utánzó modell segítségével végezték méréseiket. A kísérleti modellekben folyamatos közegáramlást valósítottak meg, így elmaradt az alapvető nehézségeket okozó, pillanatnyi hőmérsékletet mérő kis hőtehetetlenségű hőmérők alkalmazása.

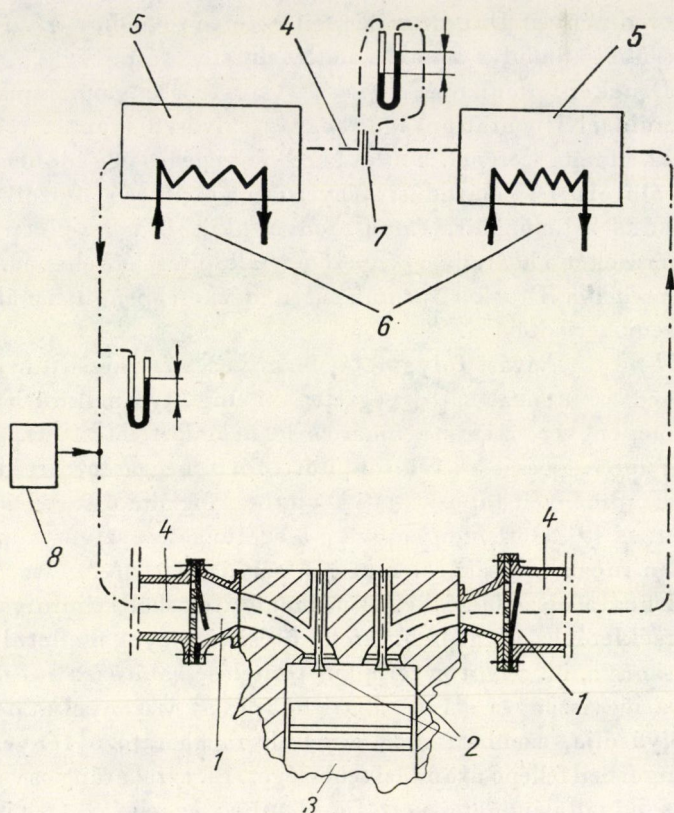
A feldolgozott irodalmi adatok szerint először MERKEL [1] állított fel összefüggést NUSSELT kísérleti eredményeit felhasználva a szívás alatti hőátadási tényezőre. MERKEL formulája eredetileg egyenes és görbe csövekben fellépő hőátadási tényezőre vonatkozott, majd kissé átalakítva a szívás alatti hőátadási tényező meghatározására is felhasználta.

MERKEL eredményeit DRUCKER [2] fejlesztette tovább, s a szívás alatti hőátadási tényezőtől kiindulva a szívás alatti felmelegedésre végképletet adott meg, melyet Drucker-formulának nevezve, most is alkalmaznak [3–5]. A Drucker-formula elvi pontatlansága, hogy a szívási folyamat töltési foka az összefüggésekben nem szerepel. DRUCKERrel lényegében egy időben NIEDER-MAYER [6] is állított fel hőátadási tényezőre vonatkozó összefüggéseket, NUSSELT és JÜRGES [7] munkáira támaszkodva, akik sík fal melletti légáramban végeztek méréseket a hőátadási tényező megállapítása érdekében. NIEDER-MAYER összefüggései a Drucker-formulánál nehezkesebben használhatók, a gyakorlatban nem terjedtek el.

Dugattyús motor szívási folyamatát bizonyos mértékig utánzó modell-kísérletet először STAMBULEANU [8] végzett, aki dugattyú nélküli hengeren a nyitott szívószelepen keresztül stacionárius légáramlást létesített, s közben mérte a levegő felmelegedését a kívülről fűtött, forró hengeren történő keresztuláramlásakor. Eredményeit tapasztalati képletben foglalta össze. Dieselmotorok esetében KRESS [9] adott igen egyszerű összefüggést a szívás alatti felmelegedés közvetlen meghatározására. KRESS a szívás alatti felmelegedést csak a légviszonnyal hozta összefüggésbe, azon megfontolásból kiindulva, hogy a hengerfal hőmérsékletét az eléggé behatárolt hűtési viszonyok mellett leginkább a keverék légviszonya, ill. a motor termikus terhelése határozza meg. Az kétségtelen, hogy a légviszony a szívás alatti hőátadási viszonyokat feltétlenül jelentősen befolyásolja, azonban nem egyedüli meghatározó tényező, pl. a szívás alatti, hengerben fellépő áramlási sebességet, ill. azzal arányos valamilyen tényezőt KRESS egyáltalán nem vett figyelembe. Az elvégzett vizsgálatok szerint KRESS összefüggése a gyakorlatban nehezen használható. BROSINSKY [10] részben elméleti, részben kísérleti módszert dolgozott ki, melynek eredményeképpen a hőátadási tényező kiszámítására alkalmas formulát és a levegőnek szívás alatti felmelegedését meghatározó összefüggést adott meg. BROSINSKY elmélete kidolgozásánál figyelembe vette, hogy a levegő szívás alatti felmelegedési viszonyait meghatározó egyes jellemzők, így elsősorban maga a hőátadási folyamat az idő, ill. a löket függvényében jelentősen változik. Ennek megfelelően eljárása bonyolult, számítástechnikailag nehezen követhető, azonban a valóságos folyamatot már jobban megközelíti.

3. A kidolgozott új eljárás és a kísérleti berendezés ismertetése

Az eddigiekből is kitűnik, hogy a munkaközeg szívás alatti felmelegedési folyamatát vizsgáló eljárások felfogásában, a valóság megközelítésében, pontosságban egymástól jelentősen eltérnek, érvényességi határuk általában nem ismeretes. E munka keretében ezért a szívási véghőfok meghatározására olyan kísérleti-elméleti eljárás kidolgozására került sor, mely az eddigieknél talán

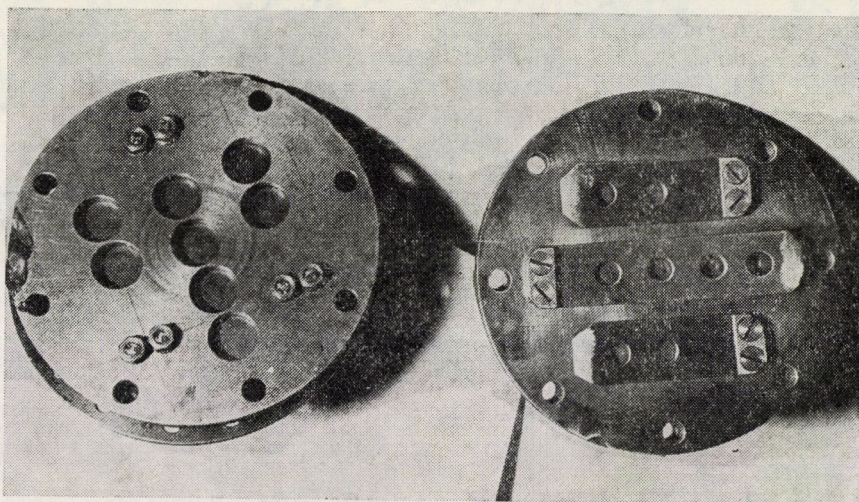


1. ábra. — A kísérleti berendezés vázlata

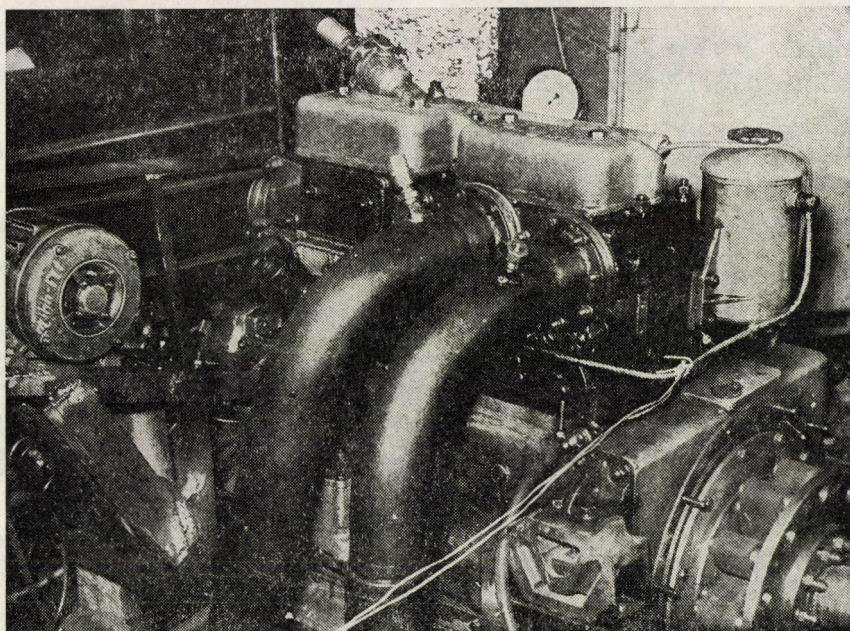
1. Visszacsapó szelep, 2. Szelep utánzat, 3. Dugattyú, 4. Termoelem, 5. Légtartály, 6. Visszahűtés, 7. Mérőperem, 8. Kompresszor

jobban megközelíti a valóságot, s a probléma további vizsgálatának alapját képezheti. Az eljárás először a Pl-406-JAFI típusú dieselmotor vizsgálatánál került felhasználásra [11].

Az eljárás lényege a következő. A motor egy hengerét zárt ciklus szerint (1. ábra) üzemeltettük, a hengerfej és hengerfal megfelelő hőmérsékletéről külön fűtőberendezéssel gondoskodtunk. A vizsgált henger szívó és kipufogó csomkjai elé visszacsapó szelepek (2. ábra) kerültek. A hengerfejből a szelepeket kiszerelve azok helyére olyan mozdulatlan, állandóan nyitva levő szelep-utánzatokat helyeztünk (1. ábra), amelyek megközelítően utánozzák a szívási és kipufogási folyamatok alatt fellépő áramlási viszonyokat. Ily módon a kompressziót és expanziót kiiktatva, csak a szívási és kipufogási folyamat maradt meg. A kompresszió és expanzió folyamatok kiiktatása érdekében az eredeti szelepek felhasználása esetén, a motor vezérlési rendszerét kellett volna megváltoztatni, más bütyökelrendezésű vezértengely beépítésével, amely lehetővé teszi, hogy úgy a szívó, mint a kipufogó szelepek fordulatonként nyissanak.

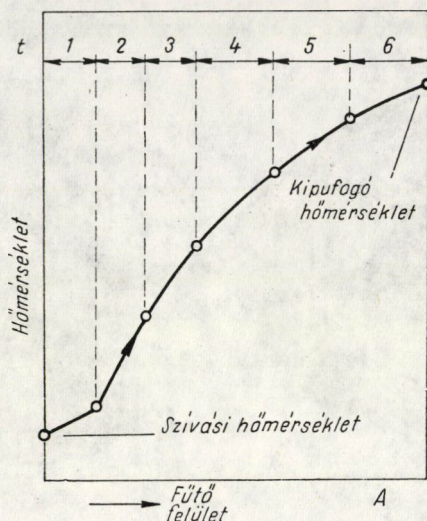


2. ábra. — A visszacsapó szelep szeleptányérja elől- és hátulnézetben



3. ábra. — A megépített kísérleti berendezés. (Jól megfigyelhetők a hengerfej és a szívó, ill. kipufogó csővezetékek közé szerelt visszacsapószelepek)

Ilyen jelentős konstrukciós átalakítás a rendelkezésre álló anyagi lehetőségek mellett nem volt lehetséges, így alakult ki a visszacsapószelepes megoldás. A kísérleti berendezés fényképét a 3. ábra mutatja. A munkaközeg szívási és



4. ábra. — A munkaközeg hőmérsékletváltozásának jellege a gázcsere folyamat alatt.
1. Szívócsonk, 2. Szívócsatorna, 3. Szívóütem, 4. Kipufogóütem, 5. Kipufogócsatorna, 6. Kipufogócsonk

kipufogási folyamat alatti hőmérsékletváltozását a visszacsapó szelepek előtt elhelyezett termoelemek segítségével mértük.

Az 1. ábrán vázolt kísérleti berendezéssel a munkaközeg ezen össz-felmelegedését határoztuk meg, mely a munkaközegnek a szívócső-csonk belépő keresztmetszetétől a kipufogó-csonk kilépő keresztmetszetéig történő áramlása közben jött létre. A folyamat jellege a 4. ábrán látható. A munkaközeg felmelegedése a fűtőfelület függvényében folyamatosan csökken, mivel a munkaközeg hőmérséklete egyre inkább megközelíti a fűtőfelületek hőmérsékletét. A szívás kezdetétől a kompresszió kezdetéig fellépő munkaközeg felmelegedés meghatározása érdekében a mért összfelmelegedésből le kell vonni a kipufogási folyamat alatti, valamint a dugattyú által a munkaközegnek átadott technikai munka hatására fellépő hőmérsékletváltozást. A mérések kiértékelésével kapcsolatos számítási munkák bővebben a [12] hivatkozásban találhatóak meg. A kipufogás alatti felmelegedés számítását jelentősen megnehezíti az, hogy a kipufogócsonk után elhelyezett termoelem egy időbeli integrál-átlagot mutat, mivel a kiömlő munkaközeg hőmérséklete változik az idő függvényében, annak következtében, hogy a hengerbe bekerülő munkaközeg egyes részecskéi különböző ideig tartózkodnak a hengerben. Ezenkívül a termoelemek beépítési helyén állandóan változik a munkaközeg áramlási sebessége is, így változik a munkaközeg és a termoelemek közötti hőátadási tényező is.

A kipufogási folyamat alatti közegfelmelegedés meghatározása érdekében a hengerben fellépő, szívás és kipufogás alatti hőátadási folyamat differenciálegyenletéből indultunk ki, a következő egyszerűsítő feltételezések figyelembevételével.

A hengerben lezajló nyomásváltozás elhanyagolásával, a hengerben uralkodó nyomást a tartálynomással vettük egyenlőnek. A hőátadási tényezőt a folyamat alatt változatlanul tekintettük és feltételeztük, hogy a munkaközeg hőmérséklete a hengerben egy adott időpontban mindenütt ugyanaz.

A differenciálegyenlet felírásakor az volt az alapgondolat, hogy a $d\tau$ idő alatt a falak által leadott hőt a hengerben tartózkodó levegő veszi fel:

$$\alpha A(T_w - T)d\tau = c_p \cdot M dT \quad [\text{kcal}], \quad (1)$$

ahol:

- α a gázcsere folyamat alatti átlagos hőátadási tényező $[\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{K}]$.
 A a τ ; $\tau + d\tau$ [h] idők közötti átlagos hőátadó felület, amely az A_a állandó és az A_v változó felületek összege $[\text{m}^2]$.
 c_p izobár fajhő $[\text{kcal}/\text{kp}^\circ\text{K}]$.
 M a munkaközeg adott időköz alatt átlagos mennyisége $[\text{kp}]$.
 dT a munkaközeg felmelegedése $d\tau$ idő alatt $[\text{K}]$.
 T a munkaközeg pillanatnyi hőmérséklete $[\text{K}]$.
 T_w a motor hengertere belső felületének átlagos hőmérséklete $[\text{K}]$. Értéke, első közelítésben a felület hőmérsékleteloszlása ismeretében, a hőmérséklet szerint képzett felületi integrál segítségével határozható meg.

A hengerbe bekerülő levegő tömege az általános gázegyenletből:

$$M = \frac{pV}{RT}, \quad [\text{kg}] \quad (2)$$

ahol:

- V a henger adott időközkhöz tartozó átlagos térfogata $[\text{m}^3]$.

Behelyettesítés után:

$$\alpha(A_a + A_v)(T_w - T)d\tau = c_p \frac{pV}{RT} dT =$$

$$\alpha[A_a + K_d S(\varphi)](T_w - T)d\tau = c_p \frac{p}{RT} [A_d S(\varphi) + V_c] dT, \quad (3)$$

ahol:

- K_d ill. A_d a dugattyú kerülete [m], ill. felülete $[\text{m}^2]$.
 $S(\varphi)$ az adott időközkhöz (főtengely szögelforgáshoz) tartozó átlagos löket [m].
 V_c kompressziótérfogat $[\text{m}^3]$.

A változókat szétválasztva:

$$\frac{A_a + K_d S(\varphi)}{A_d S(\varphi) + V_c} d\tau = \frac{c_p p}{\alpha R} \cdot \frac{dT}{T(T_w - T)}. \quad (4)$$

A szívás és kipufogás üteme alatt fellépő hőátadási folyamat differenciálegyenletének megoldásakor azonban még kapcsolatot kell létesíteni a főtengely φ szögelforgása és a hozzátartozó τ idő között.

Figyelembe véve a $d\tau = d\varphi/\omega$, (ahol: ω a forgattyús tengely szögsebessége), valamint a forgattyús mechanizmusra érvényes

$$S(\varphi) = r \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right] \quad (5)$$

összefüggéseket, a kapcsolat egyértelműen felállítható.

Az így előállított, különböző szögfüggvényeket tartalmazó differenciálegyenlet hosszadalmas megoldását nem ismertetjük, csupán azt, hogy a megoldott differenciálegyenlet segítségével hogyan határozható meg a szívási folyamat alatt fellépő hőmérséklet-növekmény.

A munkaközegnek a szívó és kipufogócsonkokban, ill. a hengerfejben elhelyezkedő és szívó kipufogócsatornáknak történő felmelegedése a görbe csövekre érvényes hőátadási tényezők, valamint az áramlástani és geometriai adatok birtokában jól számítható. Az összfelmelegedés és az egyes elemekben történő részfelmelegedések ismeretében meghatározhatók a 4. ábra vázolt sématis felmelegedési görbe kitüntetett pontjai a szívási ütem végén keletkező hőmérséklet kivételével. A megoldott differenciálegyenlet segítségével a mérési eredmények felhasználásával azonban már számítható a hengerben fellépő hőátadási folyamat. A probléma meg is fordítható. Milyen nagyságú α -t kell felvenni ahhoz, hogy a mért felmelegedést éadjuk el a hengerben lejátszódó szívási és kipufogási folyamatok alatt. Ezzel azonban ismertté vált a munkaközeg hengerben történő felmelegedési folyamata a főtengely szögelforgása, ill. a löket függvényben, így megállapítható a szívási folyamat végén, az alsó holtponthban fellépő közezhőmérséklet is.

A differenciálegyenlet megoldásával a közeg felmelegedése és a főtengely φ szögelforgása között az alábbi összefüggés állítható fel:

$$\frac{T_w - T}{T} = \frac{T_w - T_0}{T_0} \exp \left\{ - \frac{T_{fal} \cdot \alpha \cdot R}{\omega \cdot p \cdot c_p} \left[978,87 \arctan \left(4,48 \tan \frac{\varphi}{2} \right) - 43,4 \arctan \left(0,894 \tan \frac{\varphi}{2} \right) + 66,3 \frac{\varphi}{2} \right] \right\}, \quad (6)$$

ahol:

T_0 [°K] a szívási folyamat kezdeti hőmérséklete.

Az egyenletben szereplő konstansok értékei meghatározásánál a PI-406 JAFI típusú motor geometriai adatait vettük figyelembe.

A munkaközeg hőmérséklete a hengerből történő kiáramlásakor a $\varphi = 2\pi$ helyettesítéssel számítható. A kitolási végűhőfok ismeretében (mérési eredményekből ismert) a 6. egyenlethől az α meghatározható. A szívási folyamat végén fellépő közezhőmérséklet az α ismeretében ugyancsak a 6. egyenlethől állapítható meg, azonban most $\varphi = \pi$ helyettesítést kell végrehajtani.

A mérési eredmények pontosítása érdekében figyelembe vettük a munkaközegnek a kipufogási folyamat alatt fellépő nyomásváltozásából adódó $\Delta t'$ hőmérsékletváltozását is.

A közelítő eljárás alap gondolata az, hogy a kipufogás alatt fellépő nyomásváltozás politrópikus kompresszió folyamatnak fogható fel. Az így definiált kompresszió nyomásviszonyát a kipufogási folyamat indikátor diagramból meghatározott löket szerinti átlagnyomása ($\bar{p}$), valamint a motor előtti tartálynnyomás (p_{01}) hányadosa segítségével számítottuk:

$$\Delta t' = T_{01} \left[\left(\frac{\bar{p}}{p_{01}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (7)$$

ahol:

T_{01} a p_{01} tartálynnyomáshoz tartozó hőmérséklet
 n a munkaközeg adott összetételéhez és hőmérsékletéhez tartozó politróp kitevő ($n \approx 1,35$).

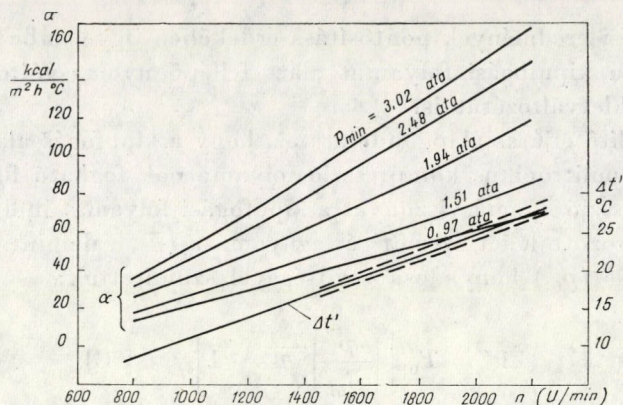
4. Kísérletek leírása és az eredmények ismertetése

A kísérletsorozat alatt változtatott paraméterek a következők voltak: fordulatszám, hengerfalhőfok, tartálynnyomás.

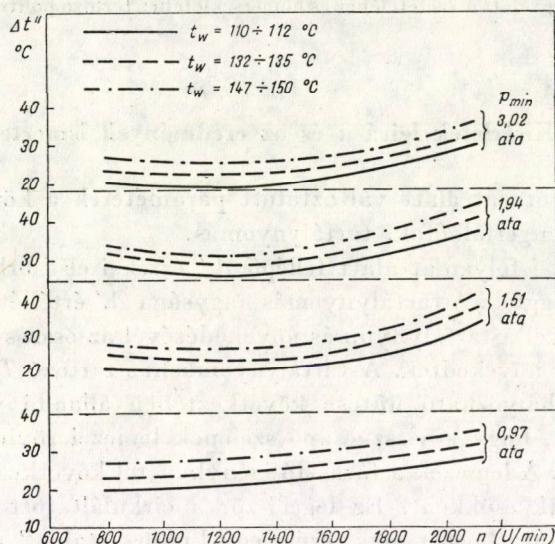
A kipufogási folyamat alatt fellépő $\Delta t'$ értékei elsősorban a motor fordulatszámától függtek. A tartálynnyomás nagysága $\Delta t'$ értékét lényegében nem befolyásolta, mivel a tartálynnyomás növekedésével az összes nyomások közelítően arányosan növekedtek. A tartálynnyomáshoz tartozó T_{01} hőmérséklet a légtartályok szabályozható hűtése következtében állandó volt. A mérések végzését zavarta, hogy a visszacsapó szelepek lemezei rövid élettartamúaknak bizonyultak. A lemezek a fárasztó igénybevétel következtében kitöredeztek, szelephatásuk csökkent. Ez legelőször a cirkuláltatott közegmennyiség csökkenésében mutatkozott meg, ezért egy külön „etalon” mérést iktattunk be a tényleges mérések megkezdése előtt, a szelepek működésének ellenőrzésére.

A mérési eredményeket az 5. ábra mutatja. $\Delta t'$ értékei a tartálynnyomás változása következtében (a maximális tartálytúlnyomás 1500 Hg.o.mm. volt) a szaggatott vonallal jelölt határokon belül mozogtak, a tartálynnyomás növelésekor $\Delta t'$ értékei valamelyest csökkentek, a legnagyobb különbség maximális fordulatszámok körül $2 \div 3^{\circ}\text{C}$ volt.

A gázcsere folyamat alatti (szívás-kipufogás) α értékek a fordulatszám-tól jelentősen, a tartálynnyomástól kevésbé, a hengerfalhőfoktól pedig minimális mértékben függtek. Nagyobb fordulatszámok felé a hengerfalhőfok növekedésével az α értékek bizonyos mértékű csökkenését tapasztaltuk. Ez az eredmény megegyezik az e téren elért újabb kutatási eredményekkel [13–15].



5. ábra. — A gázcserefolyamat alatti α hőátadási tényező, valamint $\Delta t'$ értékének változása a fordulatszám és a tartálynyomás függvényében a PI-406 JAFI típusú motoron



6. ábra. — A szívás alatt bekövetkező közegfelmelegedés ($\Delta t''$) változása a fordulatszám, a hengerfalhőfok és a munkafolyamat (tartálynyomás) kezdőnyomása függvényében

A szívás alatt, a szívócsonktól az alsó holtponthig bekövetkező hőmérséklet-növekedés értékei ($\Delta t''$) a 6. ábrában láthatók. Megfigyelhető, hogy a fordulatszám függvényében $\Delta t''$ értékei először minimális mértékben csökkennek, s csak közepes fordulatszámokon túl tapasztalható jelentősebb hőmérséklet-növekedés. E folyamatot két egymással ellentétes tendencia alakítja ki. A fordulatszám növekedésével ugyan értelemszerűen nő az α hőátadási tényező, azonban a hőátadásra rendelkezésre álló idő egyre csökken és így a fordulatszám-növekedéskor fellépő α növekedés csak nagyobb fordulatszámoknál érezteti hatását. A tartálytúlnyomás növekedésével a munkaközeg felmele-

gedésének mértéke alig változott, kezdeti növekedés után, nagy tartálynyomásnál ismét csökkenő tendenciát tapasztaltunk. A folyamatot itt is két egymással ellentétes hatás alakítja ki. A tartálynyomás növekedésével növekszik α értéke, azonban ugyancsak növekszik a folyamatban résztvevő munkaközeg mennyisége is. A hengerfalhőfok növekedésével, ha kismértékben is, de $\Delta t''$ értéke egyértelműen növekszik.

E kísérlethől kapott eredmények tendenciában és az értékek nagyságrendjében a Drucker-formulából kapott eredményeknek felelnek meg leginkább. A Brosinsky-féle összefüggéssel meghatározott szívási véghőmérséklet e mérési eredményekhez viszonyítva nagyobbra adódott.

A tanulmányban kidolgozott módszer, valamint az alkalmazásával kapott eredmények jól felhasználhatók jármű-dieselmotorok szívási véghőmérsékletének megállapításakor. A szerző ezeket az eredményeket használta fel doktori értekezése [16] kidolgozásakor, ahol belsőégésű dugattyús motorok hőközléssel egybekötött és anélküli munkafolyamat-számításakor szüksége volt a munkafolyamat kezdeti állapotjelzőire. Minthogy a munkafolyamat kezdőpontjának nyomása indikálás segítségével jól megállapítható, a számítandó munkafolyamathoz tartozó lökettérfogat figyelembevételével a hengerben maradó közegmennyiség is meghatározható.

A tanulmányban ismertetett módszer bármilyen négyütemű belsőégésű motorra alkalmazható, egyes kétütemű motorok esetében azonban a módszer alkalmazása bizonyos megfontolásokat kíván, mivel ilyenkor a kompresszió-expanzió folyamat kiiktatása körülményesebb és a szívási folyamat jellege is bizonyos mértékig megváltozhatik.

IRODALOM

1. MERKEL: Die Grundlagen der Wärmeübertragung 1927.
2. DRUCKER, E.: Der Liefergrad Schnellaufender Vergasermotoren *ATZ* 37 (1934).
3. BRODSZKY, D.: Feltöltött dieselmotorok. Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1968.
4. LIST, H.: Die Verbrennungskraftmaschine, Band 4. Teil 3. 1952. 31–330. Die Aufheizzahl.
5. HINZE, W.: Zur Bestimmung des Gaszustandes beim Beginn des Verdichtungshubes in Verbrennungsmotoren. *Wiss. Zeitschrift der Hochschule für Schwermaschinenbau, Magdeburg* 1958, Nr. 1.
6. NIEDERMAYER, E.: Untersuchung des Spülvorganges an Zweitaktdieselmotoren. *Forsch. – Ing. – Wes.*, 7 (1936).
7. NUSSELT, W. – JÜRGES W.: Die Kühlung einer ebenen Wand durch einen Luftstrom. *Gesundheit – Ing. Wes.* 7 (1936).
8. STAMBULEANU, A.: Beitrag zur Frage des Wärmeüberganges in der Ansaugsperiode. Diss. T. H. Berlin, 1935.
9. KRESS, H.: Untersuchungen über den Liefergrad bei Überladung. *MTZ*, 4 (1942).
10. BRODSZKY, H. J.: Berechnung des Ladungsendzustandes in Dieselmotoren. *VDI. Forschungsheft* 440 (1953), 21–39.
11. A PI-406 JAFI típusú dieselmotor mechanikai súrlódási veszteségeinek vizsgálata. BME. Kalorikus Gépek Tanszék Kézirat 1966. Témavezető PÁSZTOR Endre.
12. Belsőégésű motorok szívási véghőfokának meghatározása. Diplomaterv. Kézirat 1967. Készítette: GÁRBAI László. Témavezető: PÁSZTOR Endre.
13. SITKEI, G.: Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges im Motor. *Konstruktion* 14, (1962), 64–71.

14. SITKEI, G.: Hőátadás és hőterhelés belsőégésű motorokban. Akadémiai Kiadó. Budapest 1962.
15. WOSCHNI, G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. *MTZ*. 26 (1965), 128—133.
16. PÁSZTOR E.: Belsőégésű motorok munkafolyamata és mechanikai hatásfoka közötti kapcsolat vizsgálata. Akadémiai doktori értekezés. Kézirat, 1970.

Determination of the Final Suction Temperature of I. C. Engines by Switching off Compression and Expansion The paper presents a method for determining the final suction temperature of I. C. engines and the heat transfer coefficient during suction, as well as experimental results. Essentially the new method consists in eliminating the compression-expansion process, thus the combined temperature rise of the medium during the suction and exhaust strokes can be determined experimentally, approaching reality conditions very satisfactorily. It is necessary to drive the engine during the tests and the cylinder wall and the cylinder head must be kept at operational temperature. With the aid of the differential equation for the heat transfer during the complete process (compression and expansion) and making use of the measuring results, the heat transfer coefficient and the temperature at the end of suction can be determined directly. The method is suited very well for four-stroke engines, while for two-stroke engines certain considerations are required.

Bestimmung der Ansaugtemperatur in Verbrennungsmotoren durch Ausschaltung der Verdichtungs- und Expansionsvorgänge. Die Arbeit bringt ein Verfahren für die Bestimmung der Ansaugendtemperatur von Verbrennungsmotoren, bzw. die Bestimmung der Wärmeübergangszahl während des Ansaugvorgangs, sowie diesbezügliche Versuchsergebnisse. Das Wesentliche des neuen ausgearbeiteten Verfahrens ist, daß aus dem Arbeitszyklus des Motors die Kompression und die Expansion ausgeschaltet werden, und so die Gesamterwärmung des Arbeitsmediums während des Ansaug- und des Auspufftakts mit sehr guter Näherung experimentell bestimmt werden kann. Während der Versuche muß der Motor von außen angetrieben werden und es muß dafür gesorgt werden, daß die Zylinderrand und der Zylinderkopf auf Betriebstemperatur sind. Mit Hilfe der für den ganzen Wärmeübertragungsvorgang (Kompression-Expansion) angeschriebenen Differentialgleichung und unter Verwendung der Meßergebnisse können die Wärmeübergangszahl und die Ansaugendtemperatur unmittelbar bestimmt werden. Für Viertakt-Verbrennungsmotoren ist das Verfahren sehr gut verwendbar, für Zweitaktmotoren sind gewisse Erwägungen notwendig.