



MISKOLCI EGYETEM



SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK  
DOKTORI ISKOLA

GÉPÉSZETI ALAPTUDOMÁNYOK TÉMATERÜLET  
GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE  
TÉMACSOPORT

**Gép- és Terméktervezési Tanszék**

**PhD értekezés**

# **Elektromos útvefűrógépek fejlesztése és hatékonyságának vizsgálata**

**Készítette:**

**Kakuk József**  
okleveles gépészmérnök

Doktori Iskola vezető:

**Dr. Tisza Miklós**  
a műszaki tudományok doktora, egyetemi tanár

**Témavezető:**

**Dr. Péter József**  
egyetemi docens

Miskolc, 2013

## Tartalomjegyzék

Jelölésjegyzék.....	2
Bevezetés.....	5
1. A szakirodalom áttekintése és elemzése.....	6
1.1. Az ütvefűrőgépek fejlődése.....	6
1.2. Az elektromos kézi fűrőgépek változatai.....	7
1.3. Egysebességes ütvefűrőgépek.....	9
1.3.1. Az egysebességes hajtóművel ellátott ütvefűrőgépek szerkezeti kialakítása.....	9
1.3.2. Az ütő mechanizmus konstrukciós vizsgálata.....	10
1.4. A szakirodalom áttekintése és értékelése.....	11
2. A kutatás célkitűzései.....	19
3. Elektromos ütvefűrőgépek tervezési folyamata.....	20
3.1. Kéziszerszámgépek tervezési folyamata.....	20
3.1.1. A termékfejlesztési folyamatról általában.....	20
3.1.2. A fejlesztési folyamat szakaszai.....	20
3.1.3. A tesztervezés szerepe a termékfejlesztésben.....	22
3.1.4. A terméktervezés támogató eszközei .....	24
3.2. Konstrukciós megfontolások, tapasztalatok.....	30
3.2.1. Az ütvefűrőgépeket meghajtó villamos motorok jellemzői.....	30
3.2.2. A szénkefetartó konstrukciója.....	33
3.2.3. A gép hűtési jellemzői.....	34
3.2.4. Fogaskerék hajtómű konstrukció, jellemző meghibásodások.....	36
3.2.5. Műanyagház tervezési szempontok.....	42
4. Az ütvefűrő mechanizmus vizsgálata.....	48
4.1. Az ütő mechanizmus dinamikai leírása.....	48
4.1.1. Egyszabadságfokú merev rendszer modellje.....	49
4.1.2. Egyszabadságfokú rugalmas rendszer vizsgálata.....	60
4.2. Az impulzus átadás vizsgálata az ütő mechanizmusban.....	64
4.2.1. Prizmatikus rúd hullámegyenlete.....	64
4.2.2. Hullámterjedés vizsgálata hengeres fűrőszárakban.....	67
4.2.3. A hullámegyenlet végeselemes vizsgálata.....	71
4.2.4. A végeselemes diszkretizáció.....	72
4.2.5. Az 1 dimenziós modell ellenőrzése 3 dimenziós végeselem modellel..	77
5. A kutatás során végzett kísérletek és mérések.....	80
5.1. Fűrési hatékonyság vizsgálata.....	80
5.2. Nagysebességű kamerás felvételek.....	81
5.3. Zajvizsgálati eredmények.....	84
6. Összefoglalás.....	86
6.1. Új tudományos eredmények.....	87
6.2. Az eredmények hasznosítása, további célkitűzések.....	88
6.3. Köszönetnyilvánítás.....	89
7. Summary.....	90
Ábrák jegyzéke.....	91
Táblázatjegyzék.....	93
Irodalomjegyzék.....	94
Publikációk az értekezés témájában.....	100
Mellékletek.....	101

## Jelölésjegyzék

$\alpha$	[°]	- Lejtő felfutó élének hajlásszöge a palástmetszeten
$\alpha_k$	[°]	- Kőzet képlékenységeinek felterhelési meredeksége
$\beta$	[°]	- Kőzet képlékenységeinek tehermentesítési meredeksége
$\gamma$	[-]	- Tehermentesítési paraméter
$\varepsilon_x$	[-]	- Rúdirányú alakváltozás
$\eta$	[%]	- Hatásfok
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	- Tömegsűrűség
$\zeta$	[-]	- Lokális koordináta
$\omega$	[rad/s]	- Szögsebesség
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	- Keresztmetszet területe
$B$	[1/m]	- Elmozdulás-alakváltozás mátrix
$BPM$	[ 1/min ]	- Az ütfűrógép ütésszáma (Bit/min)
$E$	[N/mm <sup>2</sup> ]	- Young féle rugalmassági modulus
$Eht$	[mm]	- Átedzési mélység (Einsatzhärte tiefe)
$F$	[N]	- Erő
$F_n$	[N]	- A felhasználó által a gépre kifejtett nyomóerő
$f_r$	[Hz]	- Rezgés frekvencia
$F_t$	[N]	- Fogtörő erő a fogaskerék nyomó vizsgálatakor
$f_{\dot{u}}$	[Hz]	- Ütési frekvencia
$h$	[mm]	- Fog magassága a palástmetszeten
$HV$	[-]	- Vickers keménység
$i$	[ - ]	- Az ütfűrógép hajtóművének áttétele
$I$	[kg m/s]	- Impulzus
$j$	[ - ]	- Átugrott fogak száma
$k$	[ - ]	- Repülési hossz és foghossz aránya
$K$	[N/m]	- Merevségi mátrix
$k_e$	[N/mm]	- Rugalmassági tényező
$KF$	[mm]	- Kis fedés
$KJ$	[mm]	- Kis játék
$k_{pt}$	[N/mm]	- Képlékeny rugalmassági tényező
$L$	[mm]	- Lejtő hossza az x irányú palástmetszeten

$L$	[mm]	- Rúd hossza
$L^e$	[m]	- Rúdelem hossza
$m$	[kg]	- Az ütvefűrógép tömege
$M$	[Nm]	- Forgatónyomaték az ütvefűrógép kihajtótengelyén
$\mathbf{M}$	[-]	- Tömegmátrix
$M_g$	[Nm]	- Tokmány megcsúszási nyomatéka
$M_t$	[Nm]	- Tokmány meghúzási nyomaték
$N$	[N]	- Rúderő
$N^e$	[-]	- Csomóponti approximációs mátrix
$NF$	[mm]	- Nagy fedés
$NJ$	[mm]	- Nagy játék
$n_m$	[ 1/min ]	- A hajtó motor fordulatszáma
$n_t$	[ 1/min ]	- Tokmány fordulatszáma
$P$	[W]	- Hajtó motor felvett villamos teljesítménye
$P_{\ddot{u}}$	[W]	- Ütési teljesítmény
$\mathbf{q}$	[m]	- Csomóponti elmozdulás vektor
$Q$	[m <sup>3</sup> /sec]	- Térfogatáram
$R$	[mm]	- Az ütőtárcsán értelmezett palástmetszet sugara
$r$	[m]	- Csillapítási tényező
$r_t$	[-]	- Tokmány nyomaték visszaadási tényezője
$R_z$	[ $\mu$ m]	- Egyenetlenség magasság
$t$	[s]	- Idő
$t_f$	[sec]	- Fékezési idő
$t_h$	[s]	- Repülési holtponthoz tartozó idő
$t_u$	[s]	- Repülés visszaérkezéséhez tartozó idő
$t_{\ddot{u}}$	[s]	- Ütközésig eltelt repülési idő
$u$	[m]	- Elmozdulás
$v_0$	[m/s]	- Forgásból adódó kezdeti kerületi sebesség a palástmetszeten
$v_H$	[m/s]	- A hang terjedési sebessége
$v_v$	[m/s]	- Az ütőtárcsa kerületi sebessége a palástmetszeten
$W_h$	[J]	- Bevitt ütőmunka
$W_{\ddot{u}}$	[J]	- Ütőmunka
$x$	[m]	- Forgás irányú koordináta a palástmetszeten

$x$	[m]	- Koordináta
$x_0$	[mm]	- Repülés kezdeti pontjához tartozó x koordináta
$x_h$	[mm]	- Repülési holtponthoz tartozó x koordináta
$x_u$	[mm]	- Eredeti magasságra történő visszaérkezés x koordinátája
$x_v$	[mm]	- Visszaérkezési ponthoz tartozó x koordináta
$y$	[m]	- Koordináta
$z$	[m]	- Tengely irányú koordináta a palástmetszeten
$Z$	[Nsec/m]	- Mechanikai impedancia
$z_m$	[mm]	- Koncentrált tömeg z irányú elmozdulása
$z_r$	[-]	- Ütőtárcsa fogszáma

### Alkalmazott rövidítések

BES	- Bosch Engineering System - Bosch Tervezési Rendszer
CAD	- Computer Aided Design - Számítógéppel Segített Tervezés
CTQ	- Critical To Quality - Minőségre Kritikus Paraméter
DFMA	- Design for Manufacturing and Assembly - Gyártásra és Szerelésre Tervezés
DRBFM	- Design Review Based on Failure Mode - Hibamódon Alapuló Tervelemzés
FMEA	- Failure Mode and Effect Analysis - Hibamód és Hatáselemzés
PPM	- Product Per Million - Termék száma millió darabonként
QFD	- Quality Function Deployment – Minőség-Funkció sorba rendezés
RBPT	- Robert Bosch Power Tools Elektromos Szerszámgyártó Kft.
VOC	- Voice of Customer - Vevő elvárása
TPE	- Thermoplastic Elastomer - Hőre lágyuló elasztomer
DOF	- Degree of Freedom - Rendszer szabadságfoka
EHT	- Einsatzhärte tiefe - átedzési mélység

## Bevezetés

Az elektromos kéziszerszámgépek közül az egyik legismertebb az ütvefúrógép. Széles körben elterjedt a felhasználása, ezért számos gyártó foglalkozik gyártásával és fejlesztésével. Az ütvefúrógép alapvető célja 5-13 mm átmérőjű furatok fúrása betonba, kőzetekbe, nem ütvefúró üzemmódban fémbe, fába, műanyagba. Ezen kívül elvárás a különböző típusú és méretű csavarok behajtása, és egyéb eszközök meghajtása, mint például a festékek és egyéb építőipari keverékek homogenizálására alkalmas keverőszáraké.

Az utóbbi évtizedekben kismértékben változott az ütvefúrógép felépítése és funkciói. A fejlesztések a méret és súly csökkentésére, a felhasználás könnyebbé és kényelmesebbé tételére és a funkciók bővítésére irányultak. A motorgyártás technológiájának fejlődésével kisebb méretű és nagyobb teljesítményű motorok építhetők be. A mai ütvefúrógépek ezért jelentősen kompaktabbá váltak. Egyre fejlettebb elektronikus vezérlés lehetővé tette a kapcsolóba integrált fordulatszám szabályzást. Kényelmi funkciót szolgál a hosszú ideig alkalmazott kulcsos tokmányok elhagyása, és a gyorstokmány alkalmazása. A műanyagipar fejlődésének köszönhetően a gépek burkolata már többkomponenses fröccsöntött műanyagból készül, amely kisebb tömegű, olcsóbb és markolata kellemes tapintású elasztomer bevonattal van ellátva.

Mindezen fejlesztések ellenére, eltekintve a fúrókalapácsoktól, az ütvefúrógépek belső mechanikai felépítése csak kismértékben változott. A motor és a tokmány közötti áttételt megvalósító hajtómű és az alternáló mozgást létrehozó ütőmű az elmúlt évtizedek alatt szinte változatlan maradt. Ez mindaddig nem okoz problémát, amíg az újonnan kifejlesztett gép, a régi megoldásokat is felhasználva képes teljesíteni a vele szemben támasztott követelményeket. A jelenleg fejlesztés alatt lévő gépek a megváltozott követelmények miatt szükségessé teszi az ütvefúró mechanizmus felülvizsgálatát, és annak áttervezését.

Dolgozatom célja, a hálózati üzemű gépek ütvefúró mechanizmusának működését leírni, és annak továbbfejlesztéséhez használható összefüggések meghatározása. Ennek érdekében meghatároztam a rendszer mechanikai modelljét, vizsgáltam annak tulajdonságait. Foglalkoztam az ütész hullám terjedési viszonyaival az ütvefúrógép alkatrészeiben, melyet véges elemes számítással és modellezéssel vizsgáltam meg. Számításaimat kísérletekkel és mérésekkel ellenőriztem. Végül javaslatot tettem az ütvefúrók hatékonyságát kedvezően befolyásoló konstrukciós megoldásokra. A dolgozatban a fizikai mennyiségeket, azok jelölését és mértékegységét dőlt betűvel szerkesztettem.

## 1. A szakirodalom áttekintése és elemzése

### 1.1. Az ütvefúrógépek fejlődése

Az elektromos fúrógép szabadalmát Arthur James Arnot és William Blanche Brain, ausztrál villamosmérnökök adták be 1889. augusztus 20-án Melbourne-ben [1]. Az általuk szabadalmaztatott gép kőzet és szén fúrására volt alkalmas, amely mérete miatt nem volt hordozható. Hat évvel később, 1895-ben, Wilhelm Emil Fein szabadalmaztatta Stuttgartban az első hordozható elektromos fúrógépet [2]. Az 1.1. ábrán látható Fein első 50W teljesítményű fúrógépe, amelynek tömege 7,5 kg volt és 6,5 mm átmérőjű furatok készítésére volt alkalmas. 1900-ban a Siemens und Halske A.G. Berlinben elkezdte az első könnyűfémházas kézi fúrógép gyártását [3]. A mai gépekre leginkább hasonlító, az 1.2. ábrán látható, pisztoly alakú és ravasz típusú kapcsolóval ellátott elektromos fúrógép, melyet S.D. Black és A.G. Decker szabadalmaztatott 1917. november 6-án az Egyesült Államokban [4]. Ezen szabadalom megjelenése után több gyártó is a pisztoly típusú fúrógépek gyártását és fejlesztését folytatta.



1.1. ábra: Wilhelm Emil Fein első hordozható elektromos fúrógépe [5]



1.2. ábra: Black&Decker első pisztoly típusú fúrógépe [6]

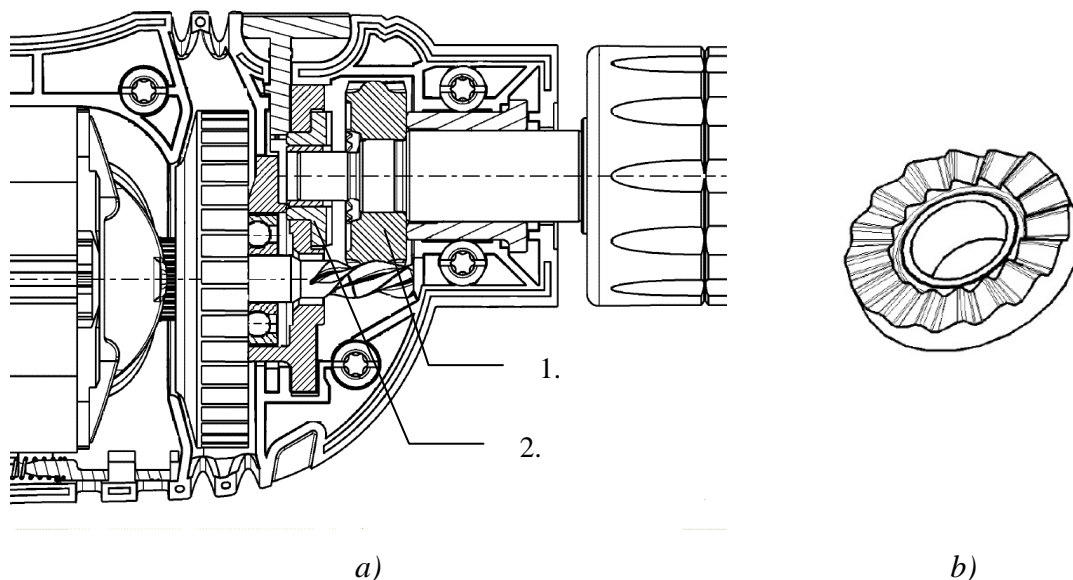
Az ütvefúrógépek elődei a fúrókalapácsok voltak. Az első, bányászatra és alagútfúrásra használt pneumatikus fúrókalapácsot az 1860-s években a Flottmann-Werke cég gyártotta Herne-ben [7]. A hidraulikus fúrókalapácsot 1970-ben fejlesztette ki Vigg Romell, az Atlas-Copco cég fejlesztőmérnöke [8]. Az első elektromos fúrókalapácsot 1914-ben a Fein cég szabadalmaztatta. A Bosch cég 1932-ben kezdte el az első „Boschhammer” sorozatgyártását, amely alkalmas volt kőzetfúrásra, vésésre és biztonsági tengelykapcsolóval volt ellátva [9], a gép körülfordulása esetén bekövetkező balesetek megelőzésére.

1967-től a Hilti cég is elkezdte az elektromos fűrőkalapácsok gyártását, mellyel jelentős hírnévre tett szert. Az első ütvefűrőgépet az Egyesült Államokban a Milwaukee gyár gyártotta 1935-ben [10], míg az első, sorozatban gyártott ütvefűrő a német Metabo cég gyártósoráról került ki 1957-ben [11].

A Bosch elektromos kéziszerszám üzletágait, a Robert Bosch Elektrowerkzeuge GmbH 1928-ban alapították, amelynek első terméke a Forflex elektromos hajvágó volt. A cég kéziszerszámgyártása az 1917-ben alapított svájci Scintilla AG-től eredeztethető, melyet a Bosch 1954-ben vásárolt fel. A gépek fejlesztését és gyártását innen vette át a Miskolcra települt Robert Bosch Power Tool Elektromos Szerszámgyártó Kft. 2001-ben [12].

## 1.2. Az elektromos kézi fűrőgépek változatai

Az elektromos kézi fűrőgépek két fő változata különböztethető meg az ütőmunka előállításának elve alapján: fűrőkalapácsok és ütvefűrők. Az ütvefűrőgépekben egy körmös tárcsapár elfordulásakor egymáson történő csúszása és sorozatos ütközése állítja elő az ütőmunkát (1.3. ábra) [13]. A körmös tárcsát a dolgozat további részében ütőtárcsa elnevezéssel használom.



1.3.ábra: a) Egysebességes Bosch ütvefűrőgép ütő mechanizmusa és b) ütőtárcsája

1. ütvefűrő fogaskerék; 2. álló ütőtárcsa



A fűrőkalapácsok esetében az ütőmunkát egy pneumatikus ütőmű állítja elő, amely a kihajtótengelytől függetlenül kapcsolható. A pneumatikus ütőműben egy forgó mozgást alternáló mozgássá átalakító mechanizmus egy dugattyút hajt meg, amely maga előtt váltakozva, magas nyomású légeteret, majd vákuumot képez. Ezen váltakozó légnyomás periodikus mozgásba hoz egy, a hengerben tengelyirányban szabadon mozgó dugattyút, úgynevezett ütősúlyt, amely minden periódusban a fűrőszár végének ütközik. A pneumatikus ütőmű előnye, hogy az így létrehozott ütőmunka, a kivitteltől függően többszöröse ( $W_{\ddot{u}}=1-60 J$ ) az ütvefűrőgépekkel elérhető, kevesebb, mint  $1 J$  ütőmunkának. Itt említhető a többszörös élettartambeli különbség, és a jobb hatásfok is a fűrőkalapácsok javára. Mindezek ellenére, az ütvefűrők alacsony ára és az alkalmazói kör miatt továbbra is keresettek. A Bosch ütvefűrőgépek  $P=500-1300 W$  teljesítmény tartományban,  $M=10-60 Nm$  nyomatékkal és  $BPM=44800-51000 1/min$  ütésszámmal készülnek. Az ütvefűrőgépek célja  $1,5-13 mm$  átmérőjű furatok készítése fémbe, műanyagba vagy fába, és  $5-13 mm$  átmérőjű furatok készítése betonba és kőzetekbe.

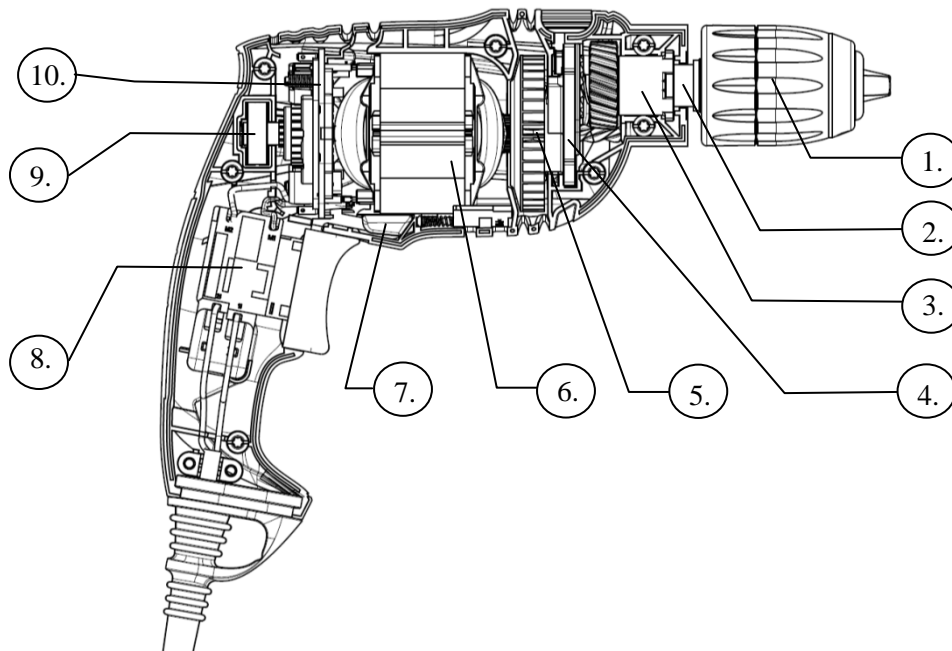
A gép villamos energiaellátása szerint megkülönböztetünk egyenáramú akkumulátoros, és váltakozó áramú hálózati feszültségű szerszámgepeket. A dolgozat csak a váltakozó áramú hálózati üzemű gépekkel foglalkozik. A gépek felépítése héj- és csőházas kivitelű lehet. A csőházas kivitel általában alumínium hajtóműházzal, és műanyag motorházzal rendelkezik, amelybe az alkatrészeket tengely irányban szerelik. A héjházas kivitel két, alapvetően szimmetrikus műanyag burkolatból áll, amelyek minden belső alkatrész pozícionálását és rögzítését ellátják. A héjházas kivitelnél az alkatrészeket a házfelek nyitásának irányából építik be.

A gép meghajtó motorja és a kihajtótengely közötti áttételt megvalósító hajtómű változatai szerint egy- illetve többlépcsős, továbbá egy- illetve többfokozatú hajtóművel ellátott fűrőgépek ismertek. A többfokozatú gépek kettő, vagy négy kapcsolható sebességfokozattal készülnek. A lépcsők száma általában egytől négyig terjed. A gép fordulatszámának szabályzását a meghajtó motor feszültségének változtatásával érik el. Az ütvefűrőgépek általában egyszerű, fázishasításos fordulatszám beállító kapcsolóval rendelkeznek. Ezen kívül gyakori a fordulatszám- és nyomatékszabályzó elektronika alkalmazása is, amelyben a gép árama, vagy fordulatszáma a vezérlő egységben visszacsatolásra kerül. A gépeket szinte minden gyártónál a meghajtó villamos motor felvett teljesítményével jellemzik, illetve különböztetik meg.

### 1.3. Egysebességes ütvefűrógépek

#### 1.3.1. Az egysebességes hajtóművel ellátott ütvefűrógépek szerkezeti kialakítása

Az egysebességes hajtóművel ellátott ütvefűrógépek szerkezetét az 1.4. ábra szemlélteti, amelynek számjelölései a következő egységeket jelölik: 1- tokmány, 2 – kihajtótengely, 3 – kihajtó csapágy, 4 – csapágyhíd, 5 – ventilátor, 6 – állórész, 7 – irányváltó kapcsoló, 8 – kétpólusú kapcsoló, 9 – forgórész, 10 – szénkefetartó.



1.4. ábra: A Bosch PSB 500, Egysebességes ütvefűrógép felépítése [13]

A kéziszerszámgép hálózati vezetékére kétpólusú, azaz mindkét vezetőt megszakító sebességszabályzó, rögzíthető nyomógombos kapcsoló kerül beépítésre. Az ütvefűrógép meghajtását soros gerjesztésű univerzális, azaz egyen- és váltakozó áramról is működtethető villamos motor látja el.

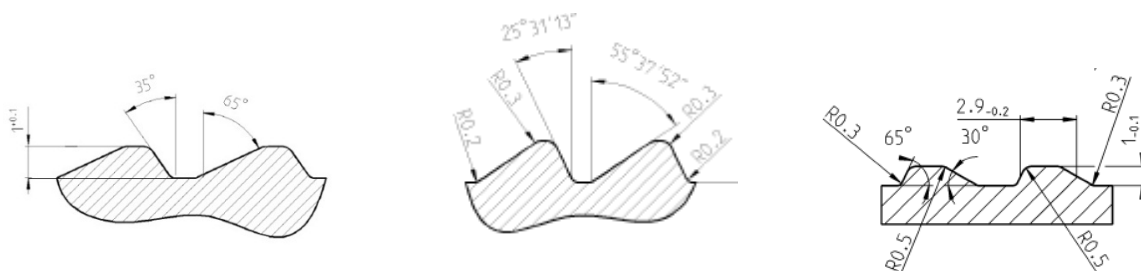
A motor három fő részből áll: állórész, forgórész és a szénkefetartó. Az állórészt és a forgórészt egyaránt a szerszámgép háza pozicionálja és támasztja meg. Az állórész rögzítése a lemezelt vasmag megtámasztásával történik. A forgórészt a tengelyére sajtolt csapágyak pozicionálják és támasztják meg a gép házában. A forgórész lemezelt vasmagja, az armatúratekercselés és a kommutátor a tengelytől kétszeresen el van szigetelve. A szénkefetartó feladata a szénkefék pozicionálása, az elektromos csatlakozás biztosítása a kefék, az állórész tekercsek kivezetései és a csatlakozó vezetékek között, és a forgásirányváltás. A forgásirány váltás mechanikus úton történik egy váltógomb segítségével, amely a kefetartó mozgó tárcsáját elfordítja, így megváltoztatja az állórész és forgórész

tekercek kapcsolási irányát, és a kefesöveget. Az ütfúrógépek hajtó motorjai kisméretűek és nagy teljesítményűek, továbbá viszonylag nagy üresjáratú fordulatszámúak ( $n_m=28000$  *1/min*). Ezért a fordulatszám csökkentésére legalább egy lassító fogaskerékpár beépítése szükséges. Az  $i=9$  áttétel a kívánt  $n_t=3000$  *1/min* tokmány fordulatszámot eredményezi. A gép tokmánya a kihajtótengelyre rögzített. A hajtómű a kihajtótengelyre sajtolt fogaskerékből és a forgórész tengelyén kialakított fogazatból áll. Mivel a motortengely átmérője adott, továbbá a gép befoglaló méretei miatt a hajtott fogaskerék átmérője korlátozott, ezért a motortengelyre alámetszett egyenes, vagy ferde fogazatot készítenek. Ritkán a technológiai kötöttségek miatt a motortengelyen 3 fogú ferde fogazat található. A kihajtótengely hátsó és a motor forgórészének mellső csapágyazása ugyanazon fém csapágyhídba kerülnek, amely elegendő pontosságot és teherbírást biztosít. A csapágyhíd készülhet acéllemezből stancolással, vagy öntött-megmunkált alumínium ötvözetből. A kihajtótengely mellső csapágya a fúrógép un. nyakában rögzített, amely szinter siklócsapágy, vagy nagyobb teljesítménynél egysoros mélyhornyú golyóscsapágy lehet.

### **1.3.2. Az ütő mechanizmus konstrukciós vizsgálata**

A kőzetek és a beton fúrásához a normál forgácsoló mozgás mellett a fúrósár ütése is szükséges, hogy a normál teljesítményű fúrógépekkel, keményfém betétes fúrószárrakkal, kézi erővel is megfelelő fúrási teljesítményt érjünk el. Az ütőmunka nélkül, anyag nem választható le, illetve csak kismértékű koptatás valósul meg. Az ütés hatására a furat homlokfelületén kisméretű repedések hozhatók létre. Megfelelő hatékonysághoz, anyagleválasztáshoz nagy ütési energia szükséges, amit az ütés elegendő nagysága és frekvenciája biztosít.

A kőzetfúráshoz szükséges ütőmozgást a homlokfogazatú kerekekhez hasonló kerék mozgása hozza létre. A két homlokfogazatú elem a fogszámuknak megfelelő számú egyenes alkotójú csavarfelület elemek sorozatából áll. A kerekek felváltva összeérnek és eltávolodnak egymástól ezáltal létrehozva a kőzet töréséhez, forgácsolásához szükséges ütéseket. A két homlokfogazatú kerék geometriája a gép további paramétereivel együtt meghatározza a gép ütőmunkáját, azaz a kőzetfúrás hatékonyságát. A homlokfogazatú kerekek azaz az ütőtárcsa profilját az 1.5. ábra szemlélteti [14].



1.5.ábra: Bosch ütvefűrőgépek különböző ütőtárcsa profiljai

Az álló ütőtárcsafél a csapágyhídban szilárdan rögzített. A csapágyhíd feladatai közé tartozik az intenzív súrlódás következtében keletkező hő elvezetése, leadása. Az ütvefűrőgépek kőzetfűrési hatékonyságát egy adott átmérőjű ( $d$ ) és hosszúságú ( $L$ ) (általában  $6\text{ mm} \times 40\text{ mm}$ ) beton furat elkészítésének idejével mérik a gép maximális fordulatszámánál és  $F_n=200\text{ N}$  nyomóerőnél. [15].

#### 1.4. A szakirodalom áttekintése és értékelése

A dolgozat első része az ütvefűrőgépek, tágabb értelemben a kéziszerszámgépek tervezésmódszertanával, fejlesztési eszközeivel foglalkozik. A multinacionális cégek termékfejlesztési folyamataiban is nagy szerepet kapnak a módszeres géptervezés tudományának eredményei. Ezek számos elemét alkalmazzák a konstrukciós folyamat kezdeti lépéseiben, az előfejlesztés szakaszában.

A módszeres géptervezéssel Németországban az 1920-as évektől kezdődően foglalkoznak. A különböző, a konstrukciókat értékelő eljárásokról F. Kesselring már 1937-ben publikált és az 1942-ben megjelent, könyvében [16] bemutatta az általa fejlesztett műszaki-gazdasági konstrukcióvariáns értékelő eljárást. Ezt később a VDI 2225 [17] írta le. Hugo Wögerbauer a 1943-ban megjelenő könyvében [18] javasolta, hogy a tervezési feladatot részfeladatokra kell bontani.

Az ilmenai tervező iskola megalapítói Werner Bischoff, Arthur Bock és Friedrich Hansen voltak. A II. Világháború után, 1950-ben a Zeiss vállalaton belül F. Hansen vezetésével egy fejlesztési osztályt hoztak létre, amely azt a feladatot kapta, hogy racionalizálja a fejlesztési folyamatokat. Az osztály kb. 1500, a háborúban megsemmisült Zeiss gyártmányú készülék konstrukciós dokumentációját állította elő újra, analizálta és optimalizálta a gyártási folyamatokat és 750 új terméket fejlesztett ki. Konstrukciós példákat és tervezési

általánosításokat dolgoztak ki. Folyamatosan foglalkoztak a konstruktórképzéssel és a rendszeres tapasztalatcserével amelyről a [19] mű ad számot. 1952-ben találkozhatunk először a „Konstruktionssystematik” azaz tervezési rendszer kifejezéssel G. Biniek [20] munkájában. F. Hansen már az 1950-es években foglalkozott a tervezésmódszertannal. Tervezési rendszerét 1965-ben megjelent könyvében [21] foglalta össze. Az első tervezési módszerekkel foglalkozó konferencia 1962-ben volt Londonban (Conference on Design Methods) [22].

Hasonlóan fontos a berlini tervező iskola is, melyet Wolfgang Beitz alapított. A tervezéstudomány egyik leismertebb könyvét, „A géptervezés elmélete és gyakorlata” című munkáját a darmstadti iskola alapítójával, Gerhard Pahlal együtt publikálta [23]. Vladimir Hubka négy mérnök kollégájával együtt egy átfogó tervezési tudomány kifejlesztését kezdeményezte. Elsőként ismerte fel az explicit műszaki rendszerelmélet (Theory of Technical Systems, TTS) [24] szükségességét, mivel egy létező elmélet teszi lehetővé a megfelelő módszerek kifejlesztését [25]. Ezt később G. Klaus 1965-ben megerősítette: „Az elmélet és a gyakorlat is a téma megtestesüléséből ered” [26].

V. Hubka az osztrák származású W. Ernst Ederrel közösen publikálta 1992-ben, az „Einführung in die Konstruktionswissenschaft” (Bevezetés a tervezéstudományba) című könyvét, melyben leírják, hogy a tervezéstudomány legfontosabb célja a meglévő ismeretek kategorizálása és az új ismeretek kidolgozása [27], [28].

A kezdetben precíziós fogazatokkal foglalkozó Karlheinz Roth a számítógépek fejlődését felhasználva, már 1974-ben bevezette a Braunschweigi Műszaki Egyetemen a számítógéppel segített tervezést [29].

Egy újabb megközelítéssel élt Genrih Saulovich Altshuller a TRIZ (*Theorija Reshenija Izobretatel'skih Zadach*), azaz a Feltalálói Problémamegoldás Módszerének megalkotója [30]. Altshuller szabadalmak bírálója volt. Tanulmányozta a szabadalmakat és olyan szabályszerűségeket keresett, amelyekkel megmagyarázhatók voltak az új szabadalmi ötletek létrejötte.

A TRIZ módszer és a német tervezési elméletek egyesítésére tett kísérletet a WOIS (Widerspruchorientierte Innovationsstrategie) azaz az Ellentmondás orientált Innovációsstratégia.

H. Linde és B. Hill 1993-ban publikált könyvében ismerteti az általuk kifejlesztett módszert [31]. Beszámolnak arról, hogy a módszert számos projektben sikeresen alkalmazták német

cégek a Coburgi Műszaki Főiskola közreműködésével. A WOIS olyan további módszereket is alkalmaz, mint a Quality Function Deployment (Minőség-Funkció Csoportosítás), brainstorming, szinektika, rendszerelmélet és az értékelemzés.

Magyarországon az egyik legjelentősebb a budapesti tervező iskola, mely a terméktervezés tudományával és informatikai eszközrendszerének kutatásával foglalkozik. A kutatási terület hazai megalapozója a Budapesti Műszaki Egyetem oktatója, Bercsey Tibor, akinek itt például a [32], [33], [34], [35] művei említhetők. Már 1979-ben a számítógépek géptervezési alkalmazásáról jelent meg publikációja [38] társszerzőkkel. Közreműködött számos idegen nyelvű irodalom magyarra fordításában, a témához kapcsolódó jegyzetek [36], [37] létrejöttét irányította. A magdeburgi Otto von Guericke Egyetem professzorával, Vajna Sándorral közösen dolgozták ki és publikálták az Autogenetikus Algoritmus alkalmazását [34], [39]. Fogaskerék tervezéssel és tervezéssel foglalkozó bizottságok tagja illetve vezetője volt. Horváth I. [40] a terméktervezéshez kapcsolódó informatikai rendszerek fejlesztésével foglalkozik.

A miskolci tervezőiskolát Terplán Zénó és Tajnafői József alapította. Döbröczeni Ádám a géptervezés általános elveinek terméktervezésre történő alkalmazásával foglalkozik [36], [37] melyet az oktatásba Kamondi László [36], [37] vezetett be. Tajnafői József [42], [43], [44] a szerszámgépek konstrukciós módszertanával kapcsolatosan több jelentős módszert fejlesztett ki. Ezen eredmények felhasználásával dolgozott ki Lipóth András és Takács György számítógépes struktúrageneráló módszereket [45], [46].

A mai nagyvállalatok termékfejlesztési folyamataiban a funkcióstruktúra építés, megoldásvariáció képzés, kiválasztás és értékelés során a tervezéssel kutatási és fejlesztési eredményeit hasznosítják, azokat építik be belső folyamataikba. Emellett a tervezési folyamatok számos olyan önálló módszert is tartalmaznak, amelyek az utóbbi évtizedekben fejlődtek ki, és terjedtek el.

Az ok-okozati összefüggések rendszerezését, és alkalmazását a tervezésben, gyártásban illetve minőségbiztosításban Kaoru Ishikawa mutatta be 1968-ban, az elterjedt halszálka diagram, és a hozzá kapcsolódó módszertan formájában [47].

A minőség-funkció csoportosítás, azaz a Quality Function Deployment (QFD), egy módszer, mellyel a termékkel szemben támasztott felhasználói igények kifejezhetők minőségi elvárások formájában és sorba rendezhetők a minőséget meghatározó funkciók. A módszert Yoji Akao



fejlesztette ki Japánban 1966-ban [48], amikor a szerző a minőségbiztosításban végzett munkáját kombinálta a funkciócsoportosítással. L.R. Guinta és N.C. Praizler 1993-ban publikált könyvében [49] a módszer ismertetésén kívül számos esettanulmányt mutat be a QFD módszer alkalmazásáról.

A hibamód és hatás elemzés (FMEA) az egyik először alkalmazott szisztematikus hibaelemzési módszer volt, amelyet amerikai hadiipar fejlesztett ki hadászati berendezések meghibásodásának elemzésére. Ezt először az Egyesült Államok hadserege dokumentálta a MIL-P-1629 katonai eljárásban 1949-ben. Ezután az FMEA-t a NASA használta számos űrprogramjában (Apollo, Voyager) [50]. Ezt követte a SAE – Society of Automotive Engineers (Autóipari Mérnök Szövetség), mely a módszert 1967-ben publikálta [51]. A módszert átvette a kőolajkutató, az Apollo űrprogramon keresztül a HACCP élelmiszeripari szabvány [52]. Az autóipar, élén a Ford Motor Company-val, a 70-es évek közepétől alkalmazza, az ütközés esetén robbanó benzintankjáról elhíresült Pinto modellre tekintettel. A Toyota cég egy lépéssel továbbfejlesztette a módszert és létrehozta a DRBFM rendszert, melynek első hivatalos szabványát a SAE 2013 márciusában publikálta [53].

A DRBFM, azaz a hibamódon alapuló tervezés Tatsuhiko Yoshimura munkája, aki minőségügyi szakértő a Toyotánál és a Kyushu Egyetem professzora Japánban. T. Yoshimura számos cégnél támogatta a módszer bevezetését és egyik tanítványa, Bill Haughey egy elektronikus könyvet írt a módszerről, melyet a SAE publikált 2012 áprilisában [54].

A gyártásra és szerelésre tervezés módszertana, azaz a DFMA (Design for Manufacturing and Assembly) az automatizált gyártásra vonatkozó kutatásokból fejlődött ki a hetvenes években. A témáról 1970-ben jelent meg egy kézikönyv [55] a Massachusetts Egyetem kiadásában, amely kis alkatrészek automata pozicionálásával és adagolásával foglalkozott. Ez a publikáció volt a csúcspontja annak a kutatómunkának, amelyet az angliai Salford Egyetemen végzett Geoff Boothroyd és Alan Redford. Ezután G. Boothroyd és kollégája B. Wilson a Massachusetts Egyetemen egy három éves kutatóprogram keretében foglalkozott először a gyárthatóságra való tervezéssel [56],[57]. Az azóta megjelent források [58], [59], [60] a módszert az iparban alkalmazható rendszerként mutatják be és a módszerhez készült szoftveres háttérrel is ismertetik.

Az ütfúrógépekről fellelhető publikációk túlnyomó többsége az ipari és kőolajfúráshoz használt fúrókalapácsokról szól, azok konstrukciójával, hatékonyságával és a fúrószárakban történő hullámterjedésével foglalkoznak. Számos publikáció található főleg bányászathoz

kapcsolódó kutatásokról, melyek a különböző kőzetek ütfúrési jellemzőit vizsgálják. A barkácsolási célra készült ütőtárcsás ütfúrógépek hatékonyságáról és egyéb tervezési szempontjairól nem találni publikált ismereteket. Ugyanakkor az ilyen gépek konstrukciójáról több szabadalmi leírás is elérhető.

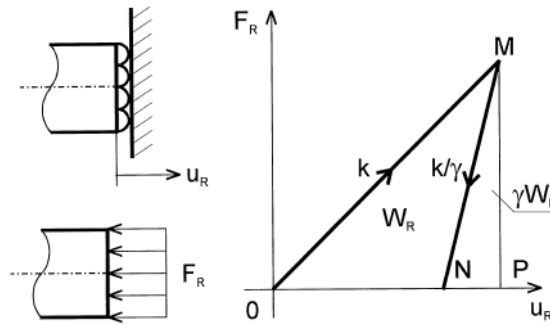
B. Lundberg és M. Okrouhlik 2000-ben megjelent publikációjában [61] a kőzetek ütfúrásának hatékonyságát vizsgálta háromdimenziós üreges fúrószár modellen keresztül végelem módszer segítségével. A vizsgálat célja egy forgásszimmetrikus, idealizált geometriájú fúrószárral végzett ütfúrás hatékonyságának összehasonlítása, az egydimenziós esetre vonatkozó összefüggésekkel. A modell kiterjedt ütfúrás, perkutáns-rotációs és kötélfúrás esetére is. Az ütfúrással szemben, a perkutáns-rotációs módszert nagy mélységű kőzetfúráshoz (mint például kőolaj bányászathoz) alkalmazzák. A lényeg az, hogy a kívánt mértékben hosszabbítható cső végén található fúró pneumatikus ütmű segítségével végzi a megmunkálást. A fúrógép csövön továbbítja a fúráshoz szükséges forgó mozgást és nyomóerőt, továbbá a kalapácsot működtető nagynyomású levegőt. A szerző azt állapította meg, hogy ütfúrás esetén a háromdimenziós esetben általában 4%-al kisebb a hatékonyság az egydimenziós eredményekhez képest, amely elhanyagolható különbség. Megállapítja, hogy a különbség vékonyabb falú csőszerű fúrószáraknál nagyobb, mint tömör fúrószárak mellett. Arra a következtetésre jutott, hogy ütfúrásnál esetenként lehet létjogosultsága a háromdimenziós modellezésnek, a perkutáns-rotációs és a kötélfúrás esetében erre nincs szükség.

Az ütfúrás modellezésekor az ütési energia nagysága az (1.1) összefüggéssel írható fel:

$$W_H = (1/2)m_H v_H^2, \quad (1.1)$$

ahol  $m_H$  az ütő tömege,  $v_H$  az ütési sebesség. A fúrószár-kőzet kölcsönhatást az erő  $F_R$  és a behatolás  $u_R$  viszonyával írható le (1.6. ábra) a [61] szerint. A terhelés szakasza az origóból induló egyenes, melynek meredeksége  $dF_R/du_R = k$ , és a tehermentesítésre a másik egyenes, vonatkozik, amelynek meredeksége  $dF_R/du_R = k/\gamma$ . Itt  $k$  a behatolási ellenállás, a  $\gamma$  a tehermentesítési paraméter. A terhelés szakasza képlékeny, lineárisan keményedő viselkedést mutat, míg a tehermentesítés rugalmasan megy végbe.





1.6. ábra: Lineáris erő-behatolás összefüggés közet és fűrószár között

Nagymértékű forgács leválasztás hiányában a fűrószár-közet kölcsönhatás jól modellezhető egy kúpos végű, hengeres rúddal és egy zsákfurattal, ahol a kontakttartomány a behatolás mértékével arányos. Ezen feltételezést jól igazolják a szerzők által publikált betonfűrási kísérletek [62].

A közet töréséhez szolgáltatott  $W_R$  munka egyenlő a fűrószár által a közeten végzett  $W_L$  munka és a tehermentesítés során a visszatérő  $\gamma W_L$  munka különbségével.

$$W_R = (1 - \gamma)W_L, \quad (1.2)$$

ahol

$$W_L = \int_M^O F_R(u_R) du_R. \quad (1.3)$$

Az ütvefűrés hatékonysága B. Lundberg szerint, a kimenő  $W_R$  munka, amely a közet törésére fordítódik és a bemenő  $W_H$  kinetikai energia hányadosa:

$$\eta = (1 - \gamma)W_L / W_H. \quad (1.4)$$

Mivel mind  $W_H$  és  $W_L$  arányos  $v_H^2$ -el, ezért azok hányadosa, azaz a hatékonyság nem függ az ütési sebességtől. Emiatt a fűrés hatékonysága az  $(1 - \gamma)$  és a  $h$  tényező szorzatával kifejezhető, ahol  $h$  dimenziótlan paraméterek függvénye. Egydimenziós esetben a  $\beta$  függvény megegyezik  $h$ -val:

$$\beta = 2kL_H / AE \quad (1.5)$$

ahol  $L_H$  a fúrószárral azonos keresztmetszetű ütő kalapács hossza,  $A$  a rúd keresztmetszete és  $E$  a rúd anyagának rugalmassági modulusa. Így a fúrás hatásfoka energia átadási szempontból:

$$\eta = (1 - \gamma)h(\beta) \quad (1.6)$$

Ütfúrásakor a következő eredményre adódik:

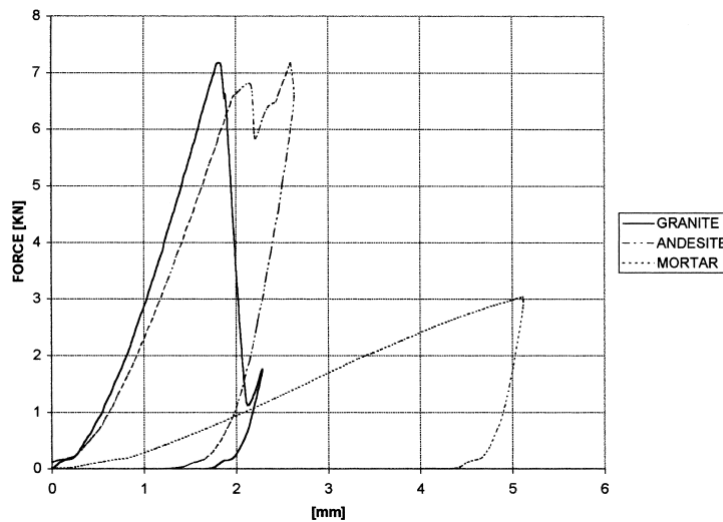
$$\eta_i = 2(1 - \gamma)(1 - e^{-\beta})^2 / \beta \quad (1.7)$$

Ezen eredmény alapján a hatékonyság alacsony, ha a  $\beta \ll 1$  vagy  $\beta \gg 1$ , továbbá maximuma van  $\beta = 1,26$  esetén. Ezen maximális hatékonyság:  $\eta_{i\max} = 0,815(1 - \gamma)$ .

Szintén B. Lundberg és M. Okrouhlik 2006-ban megjelent cikkében [63] a kőzetek ütfúrási folyamatát vizsgálta a hullám energia kőzetbe történő átadásának figyelembevételével. Ebben a vizsgálatban is végeselem módszert alkalmaztak háromdimenziós modellekkel. A fúrószár lineárisan rugalmasnak tekinthető, és a fúrószár-kőzet kölcsönhatást nemlineáris erő-behatolás kapcsolattal írták le. Kétféle kőzet modellt alkalmaztak; egy tökéletesen merevnek és egy lineárisan rugalmasnak tekintett anyagot. Ideális fúrési körülmények között kb. 60% hatásfok felett a kőzet rugalmas reakciója szignifikánsan befolyásolja a hatékonyságot. Mindamelllett a fúrószárból a kőzetbe átadott energia kevesebb, mint 3% volt, azaz nem játszott számottevő szerepet. Nem ideális feltételek mellett, 40% hatásfok alatt, a kőzet rugalmas válasza nem befolyásolja szignifikánsan a hatékonyságot, még akkor sem, ha a kőzetbe jutó energia meghaladja az 5%-ot. Arra a következtetésre jutnak, hogy az utóbbi feltételek mellett a kőzetbe sugárzott energia sokkal inkább a visszapattanó fúrószár kinetikus és potenciális energiájának rovására jön létre, nem pedig a kőzet megmunkálásához közölt energia nyomán.

1999-ben L. E. Chiang és D. A. Elías az általuk publikált cikkben [64] az ütés modellezésével foglalkoztak perkutáns-rotációs kőzetfúrás esetén, nagyban támaszkodva és felhasználva B. Lundberg és szerzőtársai korábbi eredményeit, melyben egy alternatív megoldást mutatnak be. Modelljükben az impulzus tételt használják fel, míg a [63]-ban a szerző az egydimenziós hullámegyenletet alkalmazza. Módszerük előnye perkutáns-rotációs fúrásnál előnyös, mivel a szerkezet több elemből áll és az elemek csatolása, erő- és elmozdulási peremfeltételek továbbá a kezdeti feltételek közvetlenül megadhatók. A fúrószár-kőzet kölcsönhatást nemlineáris rugóval és különböző réssel modellezték, amelyet saját fúrési kísérletek útján hitelesítettek. A fúrószár-kőzet kölcsönhatást nyomó teszten vizsgálták gránit, andezit és

homok-cement habarcs esetén, és jellegre hasonló eredményt kaptak a [63]-ban alkalmazott modellhez. (1.7. ábra)



1.7. ábra: Nyomó teszt eredmény gránit, andezit és habarcs esetén [64]

Következtetésként azt állítják, hogy bizonyos kőzeteknél a kvázi-statisztikus nyomó vizsgálatok eredményei felhasználhatók ütvefűrési hatékonyság vizsgálatokor, de felhívják a figyelmet arra is, hogy bizonyos, a vizsgáltaktól eltérő más kőzetek szívóssága és fajlagos törési energiája erősen függ a terhelés dinamikájától.

A [65] mű szerzői 2011-ben kísérleti úton vizsgálták kőzetszerű rideg anyagok fűrési és mechanikai tulajdonságait. Munkájukban cementhabarcs mintadarabon vizsgálták a fúrásnál alkalmazott nyomás, nyomaték, behatolási mélység hatását a behatolási sebességre. Az eredményeket diagramok és a mért adatok alapján meghatározott empirikus összefüggések formájában közölték.

A [66] mű szerzői 2003-ban publikált munkájukban a behatolási sebességet befolyásoló domináns kőzet jellemzőket vizsgálatának eredményeit közölték ütvefúrásnál. Kísérleteikben különböző kőzetekben végzett fúrások behatolási sebességét mérték, majd a kőzetek mechanikai tulajdonságait határozták meg. Az eredményeket grafikusán, számszerűen és empirikus összefüggéseken keresztül közölték. Arra a következtetésre jutottak, hogy az ütvefúrás során mérhető behatolási sebességet leginkább a kőzet egytengelyű nyomószilárdsága és az úgynevezett „Brazil” szakítószilárdsága, a pontszerű terhelési szilárdság és a „Schmidt-kalapács” érték befolyásolja. Gyenge korrelációt találtak a rugalmassági modulussal és a tömegsűrűséggel.

## 2. A kutatás célkitűzései

A kutatás célja az egysebességes, hálózati feszültségű elektromos ütvefúrógép ütvefúrási hatékonyságát befolyásoló konstrukciós tényezők vizsgálata. A szakirodalomban és az RBPT-nél rendelkezésre álló elméletek, az eddig publikált eredmények és azok hiányosságai figyelembe vételével a következő célokat tűztem ki.

### Elméleti vizsgálatok

Egysebességes ütvefúrógép ütőtárcsa geometriája és a gép mechanikai paraméterei hatásának vizsgálata az ütőmunkára. A mechanikai modell megalkotása, annak matematikai leírása és számítógépes programozása. A mechanikai paraméterek vizsgálata, konstrukciós következtetések levonása.

Az ütőmechanizmusban keletkező impulzus átadásának és terjedésének vizsgálata. A gép konstrukciós felépítésének hatásvizsgálata az ütő munkára.

Egyszerűsített mechanikai modell megalkotása, saját fejlesztésű végeelemes megoldás programozása és az ütőmunkát befolyásoló paraméterek vizsgálata.

Szoftveres végeelemes számításának elvégzése CAD modellek alapján, a mechanikai paraméterek vizsgálata, az eredmények összehasonlítása a számítási eredményekkel, végül konstrukciós következtetések levonása.

### Kísérleti munka

Az elméleti modellek vizsgálata alapján kapott eredmények kísérleti úton történő ellenőrzése az ütvefúrógépek betonfúrási hatékonyságának méréseinek adataival. Az ütvefúró mozgás felvétele nagysebességű kamerával, a bemenő paramétereknek a mozgásjellemzőket befolyásoló hatásának vizsgálata; majd a kísérleti és az elméleti eredmények összehasonlítása. Zajmérés különböző bemenő paraméterek mellett. A zajspektrum vizsgálata alapján a jellemző ütésfrekvenciák meghatározása, az eredmények összehasonlítása az elméleti úton meghatározottakkal.

### Konstrukciós és módszertani összefoglalás

Az ütvefúrógép fejlesztés, gyártás és garancia analízis során összegyűjtött konstrukciós tapasztalatok kiértékelése, a termékfejlesztés módszertani eszközeinek rendszerezett leírása.

### **3. Elektromos ütvefűrőgépek tervezési folyamata**

A RBPT számos folyamat leírást, módszert és eszközt használ, melyek a termékfejlesztés folyamatát támogatják. Ezek egy része már régóta a gyakorlatban alkalmazott, az elmúlt években viszont számos új tervezés támogató eszköz került napvilágra és bevezetésre. A fejezet a folyamatok és módszerek rendszerezését és egyszerű, mégis jól használható leírását mutatja be. A 3.1.4 fejezetben rendszerezem, összefoglalom és röviden ismertetem a módszeres géptervezésnek a, kéziszerszám gép fejlesztésben használatos eszközeit. Meghatározom az egyes módszerek célját és ismertetem a szükséges feladatlépéseket. Célom, hogy a módszereket részben ismerő olvasó egy konstruktőr tapasztalatain keresztül megismerje azokat, és szükség esetén munkájában alkalmazni tudja azokat.

#### **3.1. Kéziszerszám gépek tervezési folyamata**

##### **3.1.1. A termékfejlesztési folyamatról általában**

A Bosch kéziszerszám gép fejlesztési folyamata alatt azt a hosszú, gyakran több éves, összetett folyamatot értjük, amely alatt egy termék az új ötlettől eljut a kereskedelmi forgalmazásig. A fejlesztési folyamatot összetett projektként kell kezelni. Az előfejlesztés szakaszában a piaci igények és adatok alapján termékötletek, termék koncepciók kerülnek kidolgozásra. A fejlesztési szakasz jellemzője, hogy meghatározott célokkal, zárt határidő tervvel és pénzügyi kerettel és rendelkezik. Célja az igények alapján egy optimális megoldás kiválasztása, majd a koncepció megvalósítása, a gép fő terveinek elkészítése, alkatrészeinek és a termék gyártásának megtervezése.

##### **3.1.2. A fejlesztési folyamat szakaszai**

A termékfejlesztés folyamata négy szakaszra bontható: koncepció tervezési fázis, megvalósítási fázis, gyártás előkészítési fázis, és piacnyitási fázis. Minden fázishoz meghatározott munkacsomagok tartoznak, amelyekben foglalt teendőket folyamatleírások rögzítik.

A termék konstrukciójának készültségét a projekt során a teszt tervben meghatározott vizsgálatokkal követik és mérik. Az előírt tesztek projekt fázisonként kerülnek meghatározásra, amelyek listája az úgynevezett „teszt terv”. A projekt egyes fázisai között

minőség ellenőrző kapuk állnak, azaz a szakaszra előírtak teljesítése esetén léphet a projekt a következő fázisba. A minőségi kapuk során ellenőrzik, hogy az előző fázisra előírt munkacsomagok mindegyike elvégzésre került-e, és a tesztervben rögzített tesztek mindegyikét sikeresen teljesítette a gép prototípusa. A 3.1 táblázatban a fejlesztési projekt négy fő fázisa, és az egyes fázisokban elvégzendő munkacsomagok találhatók.

Funkcionális prototípus	Ipari formaterv	Termék FMEA	<b>Termék koncepciófázis</b>
Beszállítói-kör tervezés	Termékjóváahagyás terv	Termék biztonság (1)	
Pénzügyi terv	Teszt terv	Design ellenőrzés	
Folyamat FMEA	Beszállító kiválasztás	Darabjegyzék és alkatrészsrajzok	<b>Megvalósítási fázis</b>
Technológiai prototípus	Marketing minta	Termék biztonság (2)	
Használati utasítás	Csomagolás	Piacnyitási terv	
Piacnyitási terv	Gyártósor	Termékjóváahagyás	<b>Gyártás előkészítési fázis</b>
Gyártósori prototípus	Környezetvédelmi adat	Termék biztonság (3)	
Mérő és teszt berendezés	Alkatrész jóváahagyás	Export tilalom	
Gyártásindítás	Gyártás	Piacnyitás	<b>Piacnyitási fázis</b>

3.1. táblázat: Az RBPT kéziszerszám fejlesztési folyamata

A folyamat első szakaszában, a korábban kialakított funkcióstruktúra és a funkciókhoz megtalált fizikai megoldások alapján, és a különböző tervezési szempontok figyelembe vételével, a fejlesztőmérnök megtervezi a gép egyes alkatrészeit. A megtervezett belső alkatrészek és azok mérete megadja a gép befoglaló méreteit, azt a burkoló felületet, amelyben az összes alkatrész elfér. A burkoló felület felhasználásával a formatervezők megtervezik a gép külső felületét. Ezen vastagság nélküli héj felhasználásával a fejlesztőmérnök elkészíti a gép burkolatának tervét, amely magában foglalja, pozicionálja és megtámasztja az alkatrészeket.

A projekt ezen szakaszában még nem áll rendelkezésre az összes alkatrész gyártásához szükséges beszállítói kör és berendezés. Ezért a konstrukció működőképességének igazolására más technológiával, de közel hasonló anyagból és technológiával (pl. fröccsöntés helyett forgácsolással) készült alkatrészekből prototípusok készülnek, amelyeken azután a teszt tervben előírt vizsgálatokat elvégzik.

A terméknek meg kell felelnie az elektromos kéziszerszámokra vonatkozó nemzetközi szabványoknak, mint például az EN 60745-1 (ed.4) szabványnak [67], és az RBPT belső

minőségi irányelveinek [68]. A szabványi megfelelést már a projekt ilyen korai szakaszában ellenőrzik a termékbiztonsági áttekintés során, amit később minden projektfázisban ugyancsak ellenőriznek. A projekt első szakaszának végére a gép konstrukciója a megoldásokat és technológiákat tekintve véglegesnek tekinthető.

A folyamat második szakaszában az összes CAD modellről rajzdokumentáció készül, amelyek alapján a különböző beszállítók a gép egyes alkatrészeit gyártani tudják. A kiválasztott beszállítók a legyártott alkatrészekből első mintákat küldenek be. Ezen mintákból építik meg a technológiai prototípusokat, melyek tesztelése a kiválasztott technológiák és a design alkalmasságát kell, hogy visszaigazolja. A tesztek során felmerülő hibákat, hiányosságokat meg kell oldani pl. a hibát okozó alkatrészek változtatásával. A változtatásokra csak ezen projektfázis végéig van lehetőség.

Miután az összes beszállítótól érkező alkatrész véglegesnek tekinthető, a projekt a gyártás előkészítési fázisba lép. Ekkor készül el a termék gyártósora, és a termék illetve az alkatrészeinek mérő-, vizsgáló- és tesztelő berendezései.

A termék különböző szabványi megfelelését minden esetben egy független külső minősítő intézet is megvizsgálja, amely erről tanúsítványt állít ki. Erre a termék kiszállításának megkezdése előtt szükség van. A gyártósor elkészültével az összeszerelő dolgozók elkészítik a gép első sorozatgyártott darbjait. Ez a gyártósori prototípus. Csak ennek sikeres tesztelése után kerülhet sor a sorozatgyártás beindítására.

Az utolsó fázisban a cél a gyártósor felfuttatása, a dolgozók betanítása és olyan nagy mennyiségű gép legyártása, amellyel egyszerre több országban nyitható meg a piac, azaz a gép értékesítése megkezdhető.

### **3.1.3. A tesztervezés szerepe a termékfejlesztésben**

A fejlesztési folyamat során a gép többször kerül különböző tesztelésekre. A tesztek célja a termékfejlesztés során előforduló, különböző készütségi fázisokban, a konstrukció működőképességének visszaigazolása. Az ellenőrzésekre az egyes projektfázisok végén kerül sor. Amennyiben a gép nem teljesíti az előírt tesztkövetelményeket, a projekt nem léphet a következő fázisba, a konstrukció módosításra szorul.

A tervezési fázis végén a termék koncepciója, azaz a választott megoldási elvek kerülnek tesztelésre, illetve, hogy azok mennyire látják el funkciójukat. A megvalósítási fázis végén



mér a kiválasztott gyártási technológia is visszaigazolásra kerül. A harmadik fázis végén végzett tesztek ezeken felül a gyártósori összeszerelést is vizsgálja. A konstrukció alapvetően nem változik meg, kisebb méret vagy csekély technológiai változtatásoktól és korrekcióktól eltekintve.

A tesztervben meghatározott tesztek mennyisége, erőssége és azok időzítése a projekt során alapvetően befolyásolják és meghatározzák az elkészülő termék minőségét, biztonságát és élettartamát. A teszt tervben felsorolt tesztek hivatkozással vannak ellátva, és meghatározott darabszám kell ahhoz, hogy az adott vizsgálatból az aktuális fázisban mennyi prototípust szükséges futtatni.

Az egyes tesztek célja, elvégzésének körülményei, az előirt terhelések, ciklusszámok, időtartamok, a vizsgálat kimenetelét minősítő kritériumok a tesztleírásban rögzítettek. A teszt minősítése csak kétféle lehet, átment vagy bukott. Köztes eredményt elfogadni nem célravezető, mert a teszt eredményétől döntések függenek. Emiatt a döntési kritériumoknak, azaz a megfogalmazott elvárásnak igen pontosan meghatározottnak, lehetőség szerint számszerűsítettnek kell lenni. Mivel a kísérletek célja többféle, ezért ezeket több csoportba sorolhatók. Léteznek szabványok által előirt és belső, saját fejlesztésű tesztek. A belső tesztek követelménye egy azonos jellemzőre mindig magasabb a szabványi előírásnál. További csoportosításban lehetnek élettartam, túlterhelési és üzembiztonsági tesztek. Mindezek célja olyan normál, vagy extrém körülmények szimulálása, amelyek a használat során előfordulhatnak.

A vizsgálatok követelményszintje minden esetben magasabb a normál használat során előforduló körülményektől. Ez alól a normál terhelésen futtatott tesztek futásideje a kivétel, ahol a megcélzott élettartamot állítják be.

A tesztkövetelmények szintjének megválasztásával a termék minősége közvetlenül befolyásolható. A tesztkövetelmények túl magasan tartása jó minőséget, megfelelő garanciamutatót, ugyanakkor magas költségeket, magas árat, így csökkenő eladásokat, kevesebb bevételt eredményez. A túlságosan alacsony követelmények alacsony minőséget, gyakori garanciális meghibásodást, kedvező költségeket és alacsony eladási árat okoznak, de a vevők rossz tapasztalata újból az eladás csökkenéséhez vezet.

Az optimális tesztkövetelmények biztosítják a releváns minőségi szintet, amely megfelel a felhasználó elvárásainak, de még nem okoz fölösleges költségeket. A releváns minőségi szint



nehezen megtalálható, de legjobb visszajelzés rá a garanciális mutató, azaz a garanciális időszakban javított vagy cserélt gépek mennyisége. Ez barkácsolási célú kéziszerszámgépeknél *3000 PPM* garanciális rátánál, azaz egymillió eladott gépből 3000 meghibásodás esetén optimális. Ezen tapasztalati érték, évek során összegyűlt piaci reakciók eredménye.

#### **3.1.4. A terméktervezés támogató eszközei**

A fejlesztési projektben a termék konstrukciójának előállítását a fejlesztőmérnök feladata. A konstrukció megalkotása és kidolgozása során a termék fejlesztési szakaszaiban különböző támogató eszközök állnak rendelkezésre, melyek használatával a fejlesztési munka esetleges hibái kiküszöbölhetőek, vagy azok hatása csökkenthető, ezáltal a fejlesztői munka hatékonyabbá tehető. A termékfejlesztés, mint konstrukciós munka lépéseinek és támogató eszközeinek rendszere a BES azaz a Bosch Engineering System (Bosch Tervezési Rendszer) a RBPT-nél. A rendszer leírja és keretbe foglalja a fejlesztési munka lépéseit. Olyan támogató módszereket tartalmaz, amelyek használatával a termékfejlesztést, mint módszeres géptervezési folyamatot kezelhetjük. A rendszer a következő elemeket tartalmazza:

1. Termék követelmények rendszere
2. Rendszer strukturálás és felosztás
3. Ok-okozati összefüggések
4. Termék-, és gyártástervezés
5. Fókusz terület
6. QFD
7. FMEA
8. DRBFM
9. DFMA

#### Termék követelmény (Product Requirements)

A fejlesztési folyamat egy új terméknel a termékkel szemben támasztott követelmények tisztázásával kezdődik. A követelmények meghatározása során a következő lépések szükségesek: a megcélzott vevői kör meghatározása, a vevők mostani és jövőbeni elvárásainak rögzítése, a versenytársak ilyen irányú adatainak összegyűjtése. A követelmények két csoportra bonthatók, mint kimondott és nem kifejezett elvárások.

A nem kifejezett, de elvárt követelményekkel is számolni kell, melyeket a vevő általában nem fogalmazza meg, de mint elvárás alapvetőnek és fontosnak tart a termékkel kapcsolatban, vagy használat során fogalmazódik meg. Rögzíteni kell a fő termékjellemzők számszerűsített értékeit, (teljesítmény, fordulatszám, tömeg, méret, megmunkált átmérő, stb...). Tisztázni kell a terheléseket, azok mértékét és időbeni lefutását, azaz a terhelési spektrumot. A terheléseket felhasználási esetekhez kell kötni, majd meghatározni a felhasználás legrosszabb eseteit. Meg kell különböztetni a legrosszabb felhasználási esetet és a hibás használatot. A termék jellemzői és az elvárások közötti réseket is le kell fedni specifikációkkal, melyeket vissza kell igazoltatni a termék megrendelőjével.

A követelmények meghatározásakor négy alapelvet kell követni: teljesség, világosság, következetesség és pontosság.

*Teljesség* alatt az összes követelmény rögzítését értjük.

A *világosság*, a követelményként megfogalmazott jellemzők tiszta, nem félreérthető leírását jelenti.

A *következetességet* alkalmazva, az ugyanazon jellemzőre vonatkozó, egymásnak ellentmondó követelmények esetén a kompromisszumok is dokumentálva vannak.

*Pontosság* alatt az összes követelmény számszerű leírását értjük.

### Rendszer strukturálás és felosztás

Egy rendszer alatt általánosságban, az egymással kapcsolatban lévő és egymásra ható elemek együttesét értjük, melyek egésze célját tekintve egységnek tekinthető. Egy strukturált rendszer állhat fizikai alkatrészekből, vagy funkciókból és követelményekből. Eszerint beszélhetünk rendszer struktúráról, vagy funkció struktúráról. Felosztás, vagy partíciónálás alatt a rendszer követelmények elem követelményekre való felosztását értjük. A struktúrák előállításának célja, hogy a termék fő funkciói és követelményei alapján különböző megoldások váljanak összehasonlíthatóvá. A rendszer alapján a funkció és a rendszer struktúra kifejlesztése párhuzamosan történik az alábbiak szerint:

1. A rendszer fő követelményeinek és funkcióinak beazonosítása
2. Megoldás elvek definiálása
3. Felosztás rész funkciókra
4. Felosztás rendszer elemekre (építőelemek), majd rész funkciók hozzárendelése a rendszer elemekhez

A rendszer struktúra kialakítás célja a termék lebontása rendszer elemekre, melyekben az elemek kapcsolódásai azonosíthatók és az alfunkciókhoz elemek rendelhetők. A rendszer struktúra fa szerkezete a termékkel kezdődik, majd annak rész összeállításai, és alkatrészei következnek. A funkció struktúra felbontásának célja, hogy a fő funkciót olyan alfunkciókra tudjuk bontani, amelyek közvetlenül egy építőelemhez köthetők. További cél, hogy a funkciók képzése során a követelmények figyelembe vehetők legyenek. A funkcióstruktúra az FMEA módszerhez szintén szükséges.

#### Ok-okozati összefüggések

A következő feladat a felírt rendszer struktúrájának elemei között lévő működési kapcsolat leírása ok-okozati összefüggésekkel. Célja egy feladat megvalósítása mentén az ok-okozati lánc kapcsolódások tisztázása több hierarchia szinten keresztül. Ennek segítségével leírhatók a funkcionálisan összefüggő elemek kimeneti és bemeneti paramétereinek összefüggései. A folyamat szerint először meghatározzuk a cél paramétereket, amelyeket korábban leírt követelmények rögzítenek, majd a funkcionális láncon visszafelé haladva meghatározzuk a kimenő paramétert befolyásoló aktív paramétereket. A lánc tartalmazhat több rendszerelemet, és a rendszerelemek között több aktív paramétert. Például egy akkumulátoros csavarozó gép kimenő nyomatékát befolyásolja a motor és a hajtómű által közölt nyomaték, ugyanakkor a motor nyomatékát a felvett áram is befolyásolja, ami az akkumulátor feszültségének a függvénye.

#### Termék- és gyártástervezés

A követelmények alapján felállított rendszer struktúrában, a működési elvek ismeretében meghatározhatók azok az aktív paraméterek, amelyek a kimeneti paramétereket befolyásolják. Az aktív paraméterekre ok-okozati összefüggések írhatók fel analitikus úton, a fizikai, mechanikai és egyéb ismereteink birtokában vagy szimulációval, vagy ha egyik sem áll rendelkezésre, akkor kísérleti úton. Az ok-okozati összefüggés lényege, hogy egy számszerűsíthető összefüggést ad egy jelenségre a vizsgált szerkezeti elem az aktív és a célparaméter között. A számszerű követelmények és ezen összefüggések birtokában határozhatók meg a rendszer paraméterei, azaz így válnak a termék elemei tervezhetővé.

### Fókusz terület

Egy kéziszerszámgép megtervezése során sem szükséges minden szokásos funkcióra új megoldásokat keresni, amennyiben létező és jól bevált megoldások is alkalmazhatók. Egy új design kialakításánál elegendő azokra a területekre koncentrálni, ahol az új funkciók megvalósítása, vagy új megoldások kifejlesztése a cél. Így a tervezői munka jól elosztható, jobban tervezhető, a kapacitás optimalizálható. A fókusz terület meghatározásával azok a feladatok tárhatók fel, amelyekre nagyobb figyelmet kell fordítani, továbbá a munka megtervezésekor a szükséges időt és kapacitást egyaránt figyelembe kell venni.

A módszer lényege táblázatba foglalható össze, melynek első oszlopában a termékkel szemben támasztott követelmények listája található. A táblázat első sorában pedig a termék egyes építő elemei vagy rész összeállításai szerepelnek, melyek önálló működési elvvel és saját funkcióval rendelkeznek. A feladat meghatározni azt, hogy egy adott oszlopban lévő építő elem ellátja-e a sorokban lévő követelmények mindegyikét. Az egyes cellák hatféle értéket vehetnek fel, a követelmény és az építőelem viszonya alapján.

1,- még nem feldolgozott, 2,- nincs kapcsolat, 3,- ok-okozati összefüggés ismert, a megoldás létező, nincs kockázat, 4,- ok-okozati összefüggés ismert, kiterjesztett megoldás, alacsony kockázat, 5,- ok-okozati összefüggés és működési terület nem teljesen ismert, magas kockázat, 6,- új fejlesztés, ok-okozati összefüggés és működési terület nem ismert, a kockázat nem becsülhető meg. A fenti sorrend alapján kategorizálható a kockázat mértéke. A kiértékelést a tervezési munka folyamán ciklikusan többször el kell végezni, mígnem az összes magas kockázatú megoldás kifejlesztése nem kerül.

### Minőség funkció csoportosítás (QFD)

Az előfejlesztés feladata a termékkel szemben támasztott vevői és műszaki követelmények teljes leírása. Ennek módszere a piackutatás, ahol összegyűjtésre kerülnek a vevők szubjektív, nem műszaki megfontolásokon alapuló elvárásai amelyeket VOC-kben (Voice of Customer, Vevő Hangja) foglalnak össze. A tervezők feladata a gép konstrukcióját meghatározó, számszerűsített műszaki paraméterek maradéktalan összegyűjtése. Ezek a CTQ-k, azaz a (Critical to Quality), minőségre kritikus paraméterek, mint pl. a teljesítmény, fordulatszám, stb... Ezután a vevői elvárásokat és a kritikus paramétereket célszerű egy mátrixban párosítani, majd minden elvárás és paraméter kapcsolatnál megvizsgálni, hogy milyen kapcsolat áll fenn közöttük, továbbá az elvárások az adott paramétereket milyen értékre

módosítják. Ez a módszer a QFD (Quality Function Deployment), azaz a minőség-funkció csoportosítás. Az eredmény alapján a legfontosabb vevői elvárások és a kritikus paraméterek elvárt értékei egy prioritás listában felismerhetők.

### FMEA

A konstrukció ellenőrzésének eszköze az FMEA (Failure Mode and Effect Analysis, Hibamód és Hatás Elemzés). Az FMEA során a konstrukció funkció struktúrájának minden egyes funkciójához tartozik legalább egy fizikai megoldás. Ezt a fizikai megoldást vizsgálja meg egy kibővített csapat olyan szempontból, hogy a megoldás milyen módon hibásodhat meg úgy, hogy az a funkcióját ne lássa el. Meg kell vizsgálni minden hibamódot és azok lehetséges hatását is. Egy tízes skálán számszerűsíthetők a hiba hatásának súlyossága, bekövetkezésének valószínűsége, a bekövetkezett hiba észlelhetősége. Amennyiben e három tényező szorzatából számított kockázat elége magas, és egy előre megállapodott határértéket meghalad, akkor a hiba elhárítására, vagy megelőzésére valamilyen módosító intézkedést kell hozni. A változtatás általában a design módosítását jelenti, amelynél elvárás, hogy az új megoldással a kockázati tényező értéke a határértéknél kisebb legyen.

### DRBFM

Minden olyan esetben, amikor egy ismert konstrukció megváltozik, vagy egy funkcióra új megoldás kerül bevezetésre a tervek ellenőrzése, az ok-okozati összefüggések feltárása szükséges. Amennyiben a változtatás, vagy az új megoldás ok-okozati összefüggése nem teljesen egyértelmű, de létezik egy megbízható korábbi rész megoldás, akkor a DRBFM mint eszköz használható. A DRBFM azaz a hibamódon alapuló tervezés előfeltétele a követelményjegyzék, a funkcióstruktúra és a rendszerstruktúra megléte. A módszer lépései a következők:

1. Feladat, cél és terület tisztázása
2. Változtatások leírása
3. Funkció analízis
4. Változás hatásának vizsgálata, lehetséges problémák leírása
5. Gyökérok analízis
6. Vevőre vonatkozó hatás vizsgálata
7. Design változtatás a probléma megelőzésére
8. Visszaigazolás.

A tervezési folyamat a DRBFM céljának leírásával kezdődik.

Dokumentálásra kerül a műszaki változtatás, amiért a módszert alkalmazzák, továbbá az érintett szerkezeti elemekre, és a termékre gyakorolt hatás. A következő lépésben ki kell választani a referencia megoldást, amelyhez képest vizsgálható a beazonosított változás. A változtatást részletesen dokumentálni kell minden vonatkozásban, függetlenül attól, hogy szándékos változtatás vagy akaratlan változás történt.

Ezután meg kell határozni az összes érintett funkciót, melyeket a változtatás befolyásolhat. Meg kell vizsgálni, hogy a funkció struktúrában az egyes funkciók megváltoztatása milyen hatással lesz a többi funkcióra.

A negyedik lépésben kételyeket kell megfogalmaznia a változtatásokkal kapcsolatosan az összes érintett funkcióra vonatkozóan is.

A gyökérok analízis során vizsgálatra kerül sor, hogy a megfogalmazott meghibásodási lehetőség milyen kapcsolatban van a funkcionális elemek ok-okozati összefüggéseivel, azaz a változtatás milyen hatással van a működés fizikai folyamataira.

A következő lépésben ellenőrizni kell, hogy használat közben a hiba bekövetkeztekor mit észlel a felhasználó, azaz mi történik.

Amennyiben a felhasználót ért negatív hatás számottevő, a design változtatásra szorul, mellyel a hatás kiküszöbölhető.

A folyamat egy teszt, számítás vagy szimuláció lefolytatásával zárul, amely visszaigazolja a bevezetett változtatás eredményességét. Látható, hogy a folyamat végére egy újabb változtatáshoz jutottunk.

Megállapítható, hogy a módszert nem egy alkalommal, hanem folyamatosan, a változásokkal párhuzamosan és folyamatosan ismételni kell addig, amíg megfelelő eredmény nem adódik.

### DFMA

A termék alkatész szintű tervezésének befejeztével meg kell vizsgálni a gép gyárthatóságát. Ennek módszere a DFMA azaz gyártás és szerelésre tervezés. A módszer nagyban hasonlít az FMEA módszerre, mivel itt is hibamódokat és azok hatásait vizsgálják, de ebben az esetben nem a termék funkcióinak meghiúsulását feltételezik, hanem a gyártási és szerelési folyamat egyes lépéseinek hibáit. A vizsgálat elvégzéséhez ezért nem funkcióstruktúrára, hanem a

teljes gyártási és szerelési folyamat leírására van szükség, lépésről lépésre. Ezután az egyes folyamatlépések vizsgálhatók a már rendelkezésre álló konstrukció ismeretében. Vizsgálni és elemezni kell, hogy az egyes szerelési lépések milyen akadályokba ütköznek, milyen módon hiúsulhatnak meg és a szerelést végző dolgozók milyen módon hibázhatnak. A következő lépésben az egyes szerelési hibák következményei kerülnek elemzésre, az FMEA-hoz hasonló értékelési rendszerrel. Az eljárás itt is olyan intézkedések rögzítésével végződik, melyek megelőzik a hiba bekövetkezését, annak következményét csökkentik, vagy a hiba bekövetkeztét jelzik.

Összefoglalva, a kéziszerszámgép fejlesztési projekt alatt a termék koncepció megszületésétől a gyártás elindításáig tartó folyamatot értjük. A fejlesztési folyamat négy szakaszra bontható, mint termék koncepció fázis, megvalósítási fázis, gyártás előkészítés és piacnyitási fázis. A folyamat mérföldkövei az úgynevezett minőségi kapuk, melyek előtt a tesztervben rögzített vizsgálatoknak vetik alá a gép prototípusát. A terméktervezést kilenc eszköz támogatja. A termék követelmény rendszer gyűjti össze a géppel szemben támasztott vevői követelményeket. A rendszer strukturálás és felosztás a megoldási elvek kiválasztását támogatja. Az ok-okozati összefüggések feltárása után kerülhet sor a termék elmeinek és azok gyártásának megtervezésére. A fókusz terület mátrix a mérnöki kapacitás tervezését teszi lehetővé. A minőség funkció csoportosítás a vevői elvárások számszerű műszaki paraméterek kifejezését segíti. Az FMEA és a DRBFM módszerek segítségével az elkészült tervek vizsgálhatók meg az elvárt funkciók alapján. A DFMA biztosítja a megtervezett termék költséghatékony gyárthatóságát.

## **3.2. Konstruktív megfontolások, tapasztalatok**

### **3.2.1. Az ütfűrőgépeket meghajtó villamos motorok jellemzői**

Az ütfűrőgépekben általában univerzális motorokat használnak a kedvező indítónyomaték, kis méret, viszonylag nagy fordulatszám és az egyfázisú üzem miatt. A motorok soros gerjesztésűek, a forgórészük kommutátorral vannak ellátva, melyekhez az áram hozzavezetést szénkefékkel oldják meg. A 3.2 ábrán látható állórész M800-50A jelű, szilíciummal ötvözött transzformátorlemezről kivágott, lemezelt vasmagból, és 35% üvegszállal töltött Poliamid-66 anyagú fröccsöntött véglemezekből, négy darab kivezető csatlakozóból és a két tekercselésből áll.

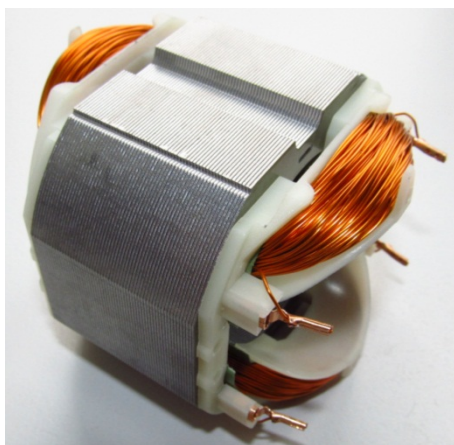


A 3.2/b ábra szerinti forgórész tengelyére egy speciális poliésztert fr ccs ntenek, amely rögzíti a lamin ci t. Erre sajtolják a kommutátor és a ventilátor.

A tengely végére sajtolják fel a forgórész goly scsap gy t. A motor álló- és forgórészét egymáshoz képest a gép háza pozici n lja.

 tvef r g pekn l a motorok meghibásodását leggyakrabban az  tvef r s közben kialakuló rezgések okozzák, amelyek legnagyobb frekvenciája  $f_{ii}=800 \text{ Hz}$ , a kialakuló maximális gyorsulás  $a_{\ddot{u}} = 43 \frac{m}{s^2}$  [69], melyet a gépnek összesen akár 60 órán keresztül el kell viselnie.

A leggyakoribb motor meghibásodás a szénkefetartó be g se, és az állórész tekercselő szakadása. Az állórész vezet k szakadást minden esetben az állórész rezgése okozza a huzamosabb  tvef r s következtében. Ez gyakran akkor állhat elő, amikor az állórész nem megfelelően rögzített a házban és emiatt a szénkefetartó és az állórész egymáshoz viszonyítva rezgéseket végezhet. Ennek következménye a tekercselő kivezetése és a szénkefetartó csatlakozói közötti fáradásos huzalt r s. A hiba az állórész megfelelő rögzítésével k szb lhet  ki. Az állórész rögzítése a műanyag házban az állórész függőleges oldalfelületeit megszorító, k t-két függőleges bordával oldható meg, oldalanként legalább  $0,2 \text{ mm}$  fedéssel. A megfelelő szorítás eléréséhez az állórész körül körben, szimmetrikusan elhelyezett négy csavar szükséges. Ellenkező esetben a ház, rugalmasságánál fogva, az állórész körül sz tnylik, és a megfelelő rögzítő hatását nem éri el.



a)



b)

3.2.  bra: Bosch kéziszerszámgép univerzális motorjának a)  ll r sze b) forgórésze

Az állórész oldalsó zsebeibe behatoló bordák csak az állórész axiális pozici n l s t képesek ellátni. Az állórész vasmag tengelyirányú méretének t r se a lemezek vastagság t r s nek



összegződése miatt  $\pm 0,5 \text{ mm}$ , aminek rögzítése a műanyag házban, bordák közötti beszorítással nem végezhető el.

A szénkefetartó beégését rendkívül sokféle hiba okozhatja. A meghibásodott gépek analízise alapján az mondható, hogy a fűrógép bármilyen más hibája előbb-utóbb a szénkefetartó beégéséhez vezet. A szénkefék beégését a túl magas áram, a szénkefetartó vagy a forgórész axiális rezgése, a szénkefék rossz minősége, a kommutátor rossz felületi érdessége, a kommutátor ütése, a forgórész kiegyensúlyozatlansága, a szénkefék elégtelen megvezetése, az alacsony keferugó erő, a kefehüvelyek hibás pozíciója, a kefehüvely rossz hőelvezetése, a kefehüvely és a C lemez hibás kontaktja, a szénkefetartó laza rögzítése és a túlságosan rövidre kopott kefék okozhatják.

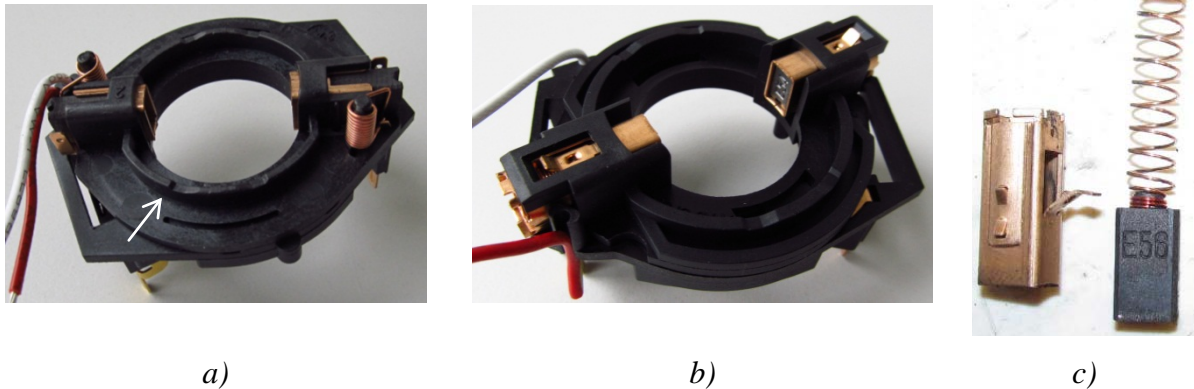
A szénkefetartó rezgéseit a házban kialakított rögzítő bordákkal lehet legalább 8 ponton biztosítani. Négy ponton a tengelyre merőleges síkban a kefetartót az elfordulás ellen átmeneti illesztéssel, a tengely irányában pedig négy darab befogó bordával, melyek átmeneti illesztéssel rögzítik a szénkefetartó lemezeit. A szénkefetartó az állórész vasmagjához rögzíthető két csavarral, mely megakadályozz a relatív mozgást közöttük. A forgórészt a műanyag házban kialakított csapágyfészkek rögzítik csapágyazásokon keresztül. A hátsó csapágyfészkekben egy  $2 \text{ mm}$  széles, tömör félkör alakú borda szükséges mindkét házfélben,  $KF=0,02 \text{ mm}$ ,  $NF=0,05 \text{ mm}$  átfedéssel sugár irányban. A két csapágyfészkek közül az elsőbe játékkal illesztett, amely megengedi a csapágy axiális elmozdulását.

A kommutátor axiális rezgéseit meggátolandó, a hátsó csapágnak tengely irányban is rögzítettnek kell lennie. A kommutátor ütését és felületi érdességét a forgórészre való felsajtolás után esztergálással kell csökkenteni. A kommutátor esztergálása után a felületi egyenetlenség magasság értékének  $Rz = 4,5 - 7 \mu\text{m}$  tartományban kell lennie, a lamellákon mért radiális ütés nem lehet nagyobb  $14 \mu\text{m}$ -nél, a lamellák egymáshoz viszonyított radiális eltérése nem lehet nagyobb  $5 \mu\text{m}$ -nél. A forgórészt a ventilátor és a csapágyak felsajtolása után ki kell egyensúlyozni két síkban, anyag eltávolításával, praktikusán marással. A forgórész dinamikus kiegyensúlyozatlansága nem lehet nagyobb  $1,5 \text{ gmm}$ -nél.

A motor forgórész tengelyén a golyóscsapágyak felfekvő felületét legalább  $600 \text{ HV3}$  értékre kell edzeni, és az előírt felületi érdesség  $Rz < 4 \mu\text{m}$ , melyet köszörüléssel biztosítanak. A motortengely fogazatán a felületi keménység  $730 \pm 50 \text{ HV3}$ , a kéreg mélysége  $EHT = 0,25 \pm 0,1 \text{ mm}$  (DIN 50190 TI). A tengely anyaga C48R.

### 3.2.2. A szénkefetartó konstrukciója

A 3.3.  bra szerinti sz nkefetart k feladata az elektromos csatlakozás biztosítása az állórész csatlakoz oihoz, az áram hozzávezetés megoldása a forgórész kommut tor hoz a sz nkef ken keresztül és a forg sir nyv lt s az állórész tekercsek kapcsolási ir ny nak megváltoztatásával és a kefesz g állításával. A szénkefetartó k t részből áll: az  ll r szhez rögzített álló lemezből, és a forgásirány váltó kapcsoló által működtetett forgó lemezből. A szénkefetartó leggyakoribb meghibásodását a következők eredményezhetik: a kommut toron és a sz nkef ken keletkezett h , az áram vezetésben részt vevő alkatrészeken keletkezett h  és a rezgés okozta szikrázás h je.



3.3.  bra: Bosch  tvef r g p sz nkefetart ja a) feszítőrugós b) nyomórugós kivitel  
c) kefehüvely és nyomórugós szénkefe

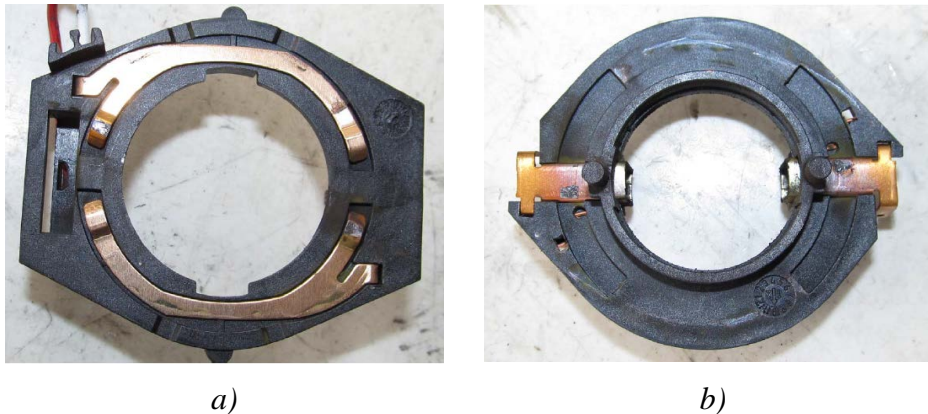
A szénkefék melegedését a kommut torral történő súrlódás, a kommutációs szikrázás, a szénkefe ellenállásán keletkezett teljesítmény veszteség és az áram hozzávezetés átmeneti ellenállásán létrejött h  okozza. Ezek együttes fellépése a szénkefe túlmelegedését eredményezi, melynek hatására a szénkefetartó műanyag alkatrészei meglágyulnak, szilárdsági tulajdonságaikat nem tartják meg.

A kommut toron keletkező súrlódás h t a kommutátor fent leírt megmunkálásával, és a keferug  erej nek beállításával lehet csökkenteni. A túlzott nyomóerő megnöveli a kefe kopását és a súrlódásból adódó h  keletkezését, az alacsony nyomóerő pedig megnöveli a kefe és a kommutátor közti átmeneti ellenállást és szikr z st okozhat. Az optimális kefeer  legkülső pozícióban  $F_k = 1,8 \pm 0,2 \text{ N}$ , legbelső pozícióban  $F_k = 3 \pm 0,2 \text{ N}$  [70].

A gépekben kétféle keferug  konstrukció használatos. A feszítőrugós és a nyomórugós kivitel (3.3 ábra). A nyomórugós kivitel előnye, hogy erej nek hatásvonala egybeesik a kefe tengelyével, a feszítőrugós kivitel előnye, hogy kisebb beépítési mérettel rendelkezik.

Mivel mindkét rugó részt vesz az áramvezetésben, ezért a keletkező hő  $20\mu\text{m}$  vastagságú galvanizált réz bevonattal csökkenthető. Az áram hozzávezetés nagyobb teljesítmények esetén nem oldható meg a rugón és a kefehüvelyen keresztül, ezért úgynevezett litzés szénkefét kell alkalmazni, melynél egy, a kefe anyagába préselt hajlékony, fonott réz vezetékot hegesztenek a hozzávezető csatlakozókhoz.

A kefehüvelyben a kefét megfelelően kell illeszteni, mert túl laza illesztésnél a kefék oldalfelületén szikrázás jön létre, túl szoros illesztésnél fennáll a kefék beszorulásának veszélye. Az ideális illesztési hézaga a kefék szélesség méretét tekintve  $KJ=0,03\text{ mm}$ ,  $NJ=0,155\text{ mm}$  [71].



3.4. ábra: Szénkefetartó beégett álló (a) és forgó (b) lemeze

A szénkefetartó kritikus alkatrészei az úgynevezett C lemezek. Ezek feladata az állórész tekercsek forgásirányváltáshoz szükséges átkapcsolása. Ezek érintkező felületein történik az áram vezetés a kefehüvelyekre. Amennyiben a lemezek összeszorítása nem megfelelő, ütfűrősnél szikrázás lép fel, amely a 3.4 ábrán látható beégéshez vezet. Ez a lemezek bekapcsolt állapotában történő rugalmas előfeszítésével, és a kefetartó stabil végállapotával előzhető meg. A stabil végállapot a mozgó lemez felső peremén található hornyokba bepattanó rugalmas házbordák biztosítják. (3.3.a ábra)

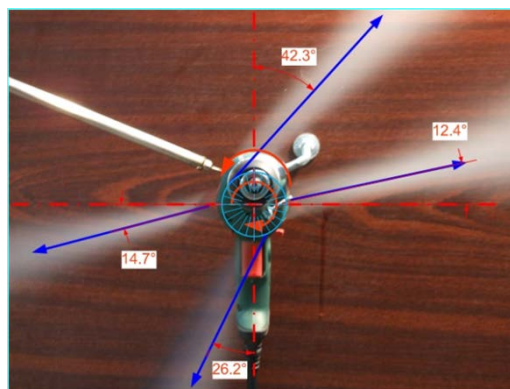
### 3.2.3. A gép hűtési jellemzői

Az ütfűrőgépben a csapágyhídon és a motoron keletkező hőt egyaránt el kell vezetni. Az univerzális motorok összehatásfoka 55% [72], ezért a keletkező hőteljesítmény számottevő.

A csapágyhídiban található ütőtárcsán, ütvefűrés közben súrlódás lép fel, mely szintén jelentős hőfejlődéssel jár. A fűrőgépek hűtését a forgórészre sajtolt ventilátor látja el. A járókerék radiális átömlésű, egyenes lapátozású, mely a motor maximális fordulatszámánál  $Q=36-68 \frac{m^3}{h}$  légmennyiséget szállít típustól függően [73]. A szívó oldal a motor kommutátor felőli oldalán található. A járókerék szívó nyílását a járókerék nyomó oldalától egy körív alakú borda zárja el. Ezt a bordát úgy kell kialakítani, hogy az radiális irányban tömítsen a járókerék egy hengeres felületén, mivel a járókerék házhoz viszonyított axiális pozícióját hosszú tőrészlánc adja.

A gép légbeömlő nyílásai a szénkefetartó körül helyezkednek el, mivel a gépen belül a legmagasabb hőmérsékletűek a kommutátor és a szénkefék. A beáramló levegő ezután a forgórész és az állórész közötti résen áramlik át. Emiatt fontos, hogy az állórész körüli tér az állórész és a műanyag ház között, tengely irányban lezárásra kerüljön. Ezután a levegő a járókeréken át a kilépő nyílásokon távozik. Fontos megjegyezni, hogy a járókerék viszonylag magas fordulatszáma következtében a levegő leválása a lapátokról közel érintő irányú. A légáram radiális sebesség komponense a lapátok végén  $\approx 5m/s$ , míg a tangenciális sebességkomponens  $\approx 90 m/s$ .

A kilépés veszteségének csökkentése érdekében a járókerék kilépő élének síkjában kell kialakítani a kilépő nyílásokat, melyek lehetőség szerint hosszúknak kell lennie, és nem tartalmazhat az áramlást akadályozó bordákat. A 3.4. ábra szemlélteti a Bosch PSB 500 típusú fűrőgépből kiáramló levegő irányát, és a mért sebességek nagyságát. Jól látható, hogy a légsebesség a gép alján és tetején található nagy nyílásoknál nagyobb, mint a gép oldalán található lyukacsos struktúrán.



3.4. ábra: Bosch ütvefűrőgép hűtő levegőjének füsttel megjelenített kiáramlása [73]

A járókerék homlokfelülete a csapágyhíd hátsó felületéhez közel található, így a nyitott lapátok mentén, a homlokfelületen szívó hatás keletkezik, amely a csapágyhíd hátsó felületét hűti. Emiatt a csapágyhíd hátsó felületét szabadon kell hagyni, azt bordával elzárni nem szabad. A járókerék forgatásához szükséges teljesítmény a fordulatszámmal arányosan növekszik, így magas fordulatszámon a motor teljesítményének jelentős része fordítódik erre. Ez a gép leterhelésével és a fordulatszám csökkenésével lecsökken, így nagyobb teljesítmény fordítható munkavégzésre. Ez a jelenség jelentősen befolyásolja a gép nyomaték-fordulatszám karakterisztikáját.

A kéziszerszámgép névleges teljesítménye a motor melegeződéséből határozható meg. A gépet fékpadon, a kívánt névleges teljesítménnyel terhelve, állandósult állapotban a motor legmelegebb részének hőmérséklet kell megmérni. A hőmérséklet emelkedése a teszt során nem lehet nagyobb  $\Delta t = 90\text{ K}$ -nél. Amennyiben a hőmérsékletemelkedés nem haladja meg az előírt értéket, a gép nagyobb névleges teljesítményűnek is minősíthető. Ezáltal egy hatékony hűtéssel a gép névleges teljesítménye megnövelhető.

Amennyiben a gép hűtése elégtelen, a hűtőventillátor lapátozásának mérete növelhető tengely illetve sugár irányban, amíg a gép belső mérete megengedi. Ennek határára egy régóta használt tapasztalati szabályt alkalmazható, miszerint a gép forgó alkatrészei és a ház között minimum  $1\text{ mm}$  rést kell tervezni. A járókerék lapátozása csak egyenes lehet, mivel a gép mindkét forgásirányában egyformán kell működnie. Természetesen a szállított légmennyiség a motor fordulatszámától is függ, így alacsony fordulatszámon a hűtés hatékonysága csökken. Emiatt a gép motorja alacsony fordulatszámon, huzamosabb időn keresztül terhelve könnyen túlmelegszik. A jelenség főként fordulatszám-tartó elektronikával ellátott fűrőgépeknél okoz gondot. Használat közben a túlmelegedés, maximális fordulatszámon történő rövid idejű járatással a gép lehűthető.

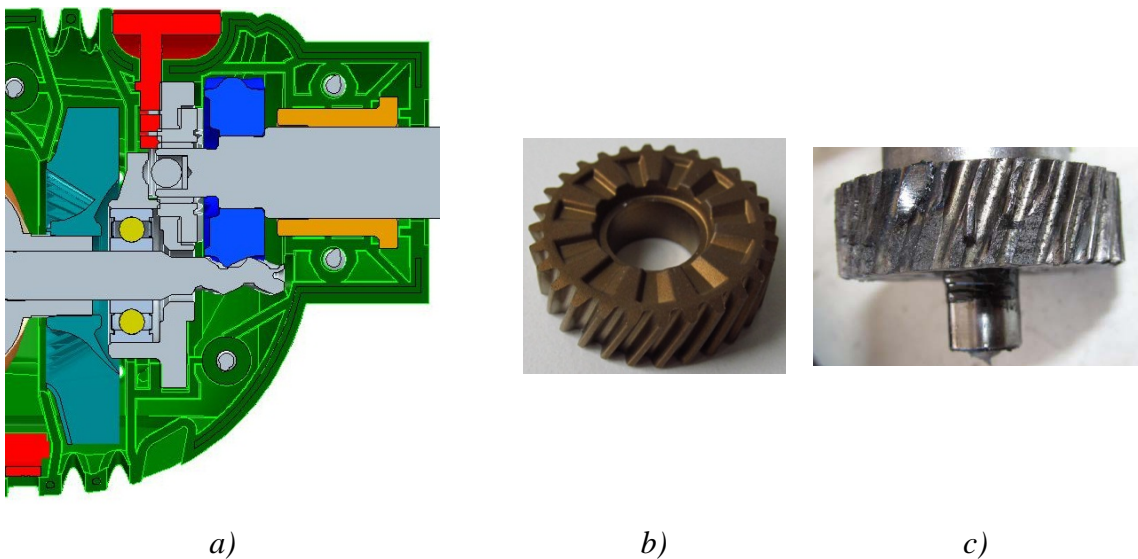
#### **3.2.4. Fogaskerék hajtómű konstrukció, jellemző meghibásodások**

A hajtómű feladata az áttétel biztosítása a motor és a kihajtótengely között, az ütfűrő mozgás előállítására és az ütfűrő funkció ki és bekapcsolása. Az áttételt a motor forgórész tengelyén kialakított fogazat és a kihajtótengelyre sajtolt fogaskerék valósítja meg. A forgórész tengelyének elülső gördülő csapágya a csapágyhídhoz illesztett. Mivel a forgórész ezen csapágyát axiálisan nem kell rögzíteni, külső átmérője a csapágyhíd  $H7$  túrésszel előállított furatába illeszkedik, laza illesztéssel. A rendelkezésre álló hely függvényében törekedni kell arra, hogy a forgórész elülső csapágya a fogazott tengelyvéghez minél közelebb



legyen, azaz a szabad tengelyvég hossza minél kisebb legyen. Ez azért fontos, mert fogaskerekekre ható radiális erő hatására a tengelyvég lehajlása a fogkapcsolódásra kedvezőtlen lesz. A forgórészhez kapcsolódó fogaskerék a kihajtótengelyre szilárdan van illesztve, itt a nyomaték átadásához szükséges illesztés  $KF=0,04 \text{ mm}$ ,  $NF=0,1 \text{ mm}$ .

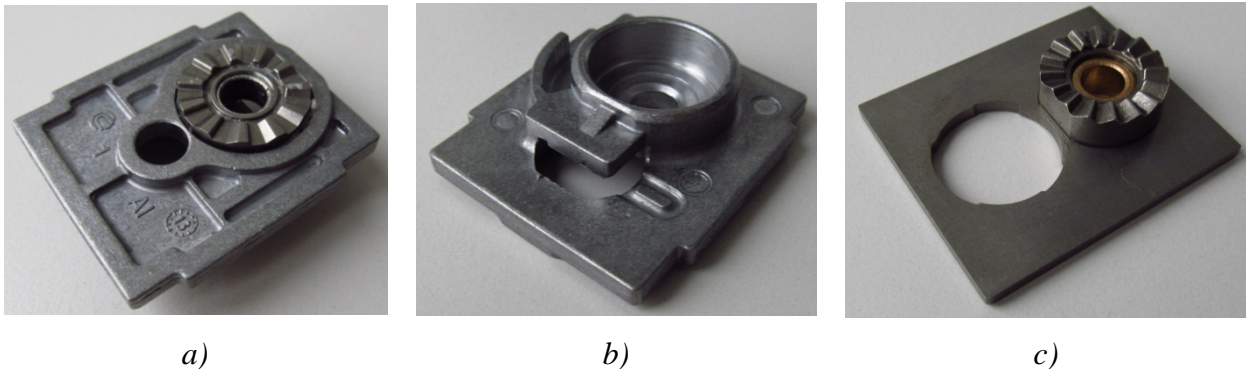
A fogaskereket szinter technológiával állítják elő a D39 jelű, szabványos összetételű, szinter por keverékből. A fogaskerék szilárdsága csak  $7 \text{ g/cm}^3$  szinter sűrűség fölött kielégítő. A szilárdságot fogtörési vizsgálattal állapítják meg. Ennek során egy olyan átmérőjű hengert nyomnak a kerék fogárába, amely a fogároknak a fogprofil az osztó kör és a fejkör között érinti, és átmérője  $0,5 \text{ mm}$ -re vagy  $0$ -ra van kerekítve. A törőcsapot az egyik fog töréséig nyomjuk szakító-nyomó berendezésen, és a töréshez tartozó erőt rögzítjük. A fogtörő erő ütfűrőgépeknél szokásos értéke  $F_t=3000-5000 \text{ N}$  a fogaskerék méretétől függően. A fogtörő erő szükséges értéke meghatározott konstrukciónál, csak egy sikeres Start-Stop teszt alapján mondható ki. A Start-Stop teszt során a maximális fordulattal forgó gépet  $5000$  alkalommal  $t_f=0,1 \text{ sec}$  alatt állóra fékezzük. Amennyiben a fogaskerék szilárdsága nem megfelelő a 3.5.c ábra szerinti meghibásodás következik be.



3.5. ábra: a) Bosch PSB 500 ütfűrőgép hajtóműjének CAD modellje  
b) fogaskereke c) meghibásodott fogaskereke

Jól látható, hogy a fogtörés általában a csapágyhíd felőli oldalon indul meg, vagy a részleges fogtörés is azon oldalon történik. Ennek oka, hogy a forgórész tengely, fent említett lehajlása következtében a forgórész fogazat vége kihajlik a fogkapcsolatból, és így a még kapcsolatban maradó részen megnő a fogterhelés.

A fogaskerék oldalán van kiképezve az ütőtárcsa-profil, amely az ütőtárcsával együtt lehetővé teszi az ütvefűrást. Az ütőtárcsafelület kopásnak erősen kitett, ezért annak  $650-850\text{ HV}0,2$  keménységűnek kell lennie. A fogaskerék fogainak igénybevétele miatt a fogaskerék nem edzhető át teljes keresztmetszetben, célszerű kéregedzést alkalmazni, amire általában nitridálást alkalmaznak. A szükséges rétegvastagság  $EHT=0,25\text{ mm}$ , ahol a mag keménysége kisebb, mint  $500\text{ HV}$ . Az ütvefűrást előállító ütőtárcsa azonos technológiával és alapanyagból készül, annyi különbséggel, hogy a kéregedés elhagyható, a darab átédzhető. Mindkét alkatrészt a szinter technológia utolsó lépéseként olajjal impregnálják, mellyel a szinter technológiából adódó porozitás üregeit töltik meg. Az olajnak kenő szerepe van. Fontos, hogy az impregnáló olaj és a gép kenőzsírja egymással problémamentesen keverhető legyen. Az ütőtárcsában található a kihajtótengely hátsó csapágya, amely lehet bronz szinter vagy teflon siklócsapágó. A siklócsapágó futó felületének megfelelő illesztése  $E8/h6$  szinter siklócsapágóazásnál. A szinter siklócsapágó illesztése az ütőtárcsa belsejében  $M8/s6$ . Az ütőtárcsát az ismétlődő csavaró-ütő igénybevétel miatt elfordulás ellen biztosítani kell, ezért annak csapágyhídja sajtolt lépcsőjén két lelapolást kell kialakítani.



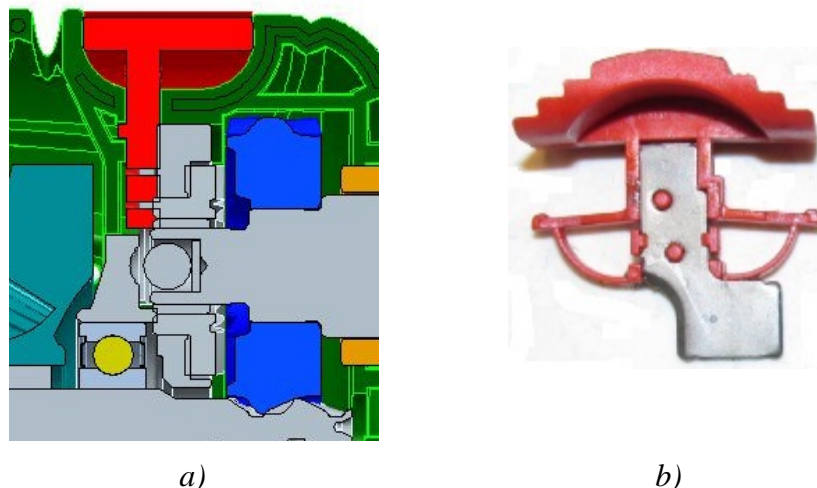
3.6. ábra: a) Bosch PSB 500 ütvefűrőgép öntvény csapágyhídja, b) Öntvény csapágyhíd, c) Bosch PSB 650 Kivágott csapágyhídja

Az ütőtárcsa hengeres felületét szilárd illesztéssel kell a csapágyhídba sajtolni. A lapolt méret átmeneti illesztése  $NF=0,05\text{ mm}$ ,  $NJ=0,11\text{ mm}$ , a hengeres felület átmérőjének illesztése  $NF=0,20\text{ mm}$ ,  $KF=0,11\text{ mm}$ . Amennyiben ettől kisebb fedés alakul ki, az ütőtárcsa az ütvefűrás során elfordul a csapágyhídban, nagyobb fedés esetén, a sajtolás során, az ütőtárcsa forgácsolni fogja a csapágyhidat. Kétféle anyagú csapágyhíd konstrukció alkalmazható, az alumínium öntvény és a kivágott acél kivitel.

Az alumínium öntvény előnye a jobb hővezetés, a funkcióváltó kapcsoló megtámasztásának integrálhatósága és a technológiából adódó bonyolultabb formák kialakítása.

Az acél csapágyhíd előnye, hogy az elvárt méretpontosság egyetlen technológia alkalmazásával elérhető, emiatt olcsóbb. Megemlítenéd még a nagyobb szilárdság is. A kivágott kivitel akkor alkalmazható, ha a tengelytávolság nagyobb, mint a forgórész csapágy és az ütőtárcsa sugarának összege. Mindkét csapágyhidat szoros illesztéssel kell rögzíteni a műanyag házban. A megfelelő tengelyirányú rögzítést, a csapágyhidat legalább  $5\text{ mm}$  magasan, körben befoglaló fészek adja, melynek tengelyirányú méretének illesztése  $KF=0,05\text{ mm}$ ,  $NF=0,25\text{ mm}$ . A csapágyhídnak a motor tengelye körüli elfordulását a két oldalán két-két ponton megtámasztó bordák biztosítják átmeneti illesztéssel:  $KF=0\text{ mm}$ ,  $NF=0,5\text{ mm}$ . A csapágyhíd függőleges irányú mozgását meg kell engedni alul és felül  $0,2\text{ mm}$  játék biztosításával. Az így kialakult résen belül az első ütvefűrés alkalmazásával a csapágyhíd beáll ideális helyzetébe. Ellenkező esetben a műanyag ház geometriai hibái miatt a kihajtótengely szorulni fog.

Az ütvefűrés funkciót kikapcsolhatóvá kell tenni az acél és egyéb fűrés feladatokhoz. Ezt a kihajtótengely axiális irányú mozgásának határolásával oldhatjuk meg. Ezt a funkciót látja el a 3.7. ábrán látható funkcióváltó kapcsoló, amely egy kezelőgombból és támasztólemezből áll. A gombot végállásában rugalmas bepattanó fülek rögzítik. A támasztólemez a kihajtótengely vége és a csapágyhíd részét képező támasztóborda közé mozdítható be.



3.7. ábra: a) Bosch PSB 500 ütvefűrógép funkcióváltójának beépítése  
b) funkcióváltó kapcsoló



A támasztó borda az öntött csapágyhídnál a csapágyhídon alakítható ki (3.6.b ábra). Kivágott csapágyhídnál ezt külön támasztólemezzel kell megoldani, amely az axiális erőnek ellenáll. A garanciális meghibásodások alapján, ezt úgy kell megtervezni, hogy legalább 600 N nyomóerőt képes legyen elviselni maradó alakváltozás nélkül. A fúráshoz szükséges nyomóerő hatására, a támasztó lemez és a kihajtótengely vége között folszerű fúrósúrlódás jön létre. Előírás, hogy a súrlódó felületeknek maximális fordulatszám mellett 400 N nyomóerőt, 48 órán keresztül kell elviselnie. Ez az igénybevétel nem okoz gondot, ha a tengely végébe egy 5 mm átmérőjű, edzett csapágygolyót illesztünk legalább 0,2 mm radiális hézaggal. A golyó alá a tengelyvégebe egy 5 mm átmérőjű, legalább 550±30 HV5 keménységű alátétet kell tenni. A támasztó lemeznek 620-820 HV keménységűnek kell lennie. Az ütőtárcsa és a fogaskerék között található egy kúpos nyomó csavarrugó, amely a tengelyt mindig a tokmány irányába nyomja.

A golyó kiemelkedését a tengelyből, a nyomólemez vastagságát, a támasztóborda távolságát és a golyó mélyedését a bordában (3.7.a ábra) úgy kell megtervezni, hogy a kapcsolódó alkatrészek (golyó, kihajtótengely, alátét, támasztólemez, csapágyhíd) minden tűrése mellett teljesüljenek a következő funkciók:

- a) Ütfűrás közben a tengely annyira hátra tud mozdulni, hogy az ütőtárcsa teljesen összeérjen, de a golyó nem ér hozzá a támasztó bordához.
- b) Normál fúrás közben, hátrahúzott tengely esetében az ütőtárcsa nem ér össze.
- c) A gép előtolása nélkül, a kihajtótengely első pozíciójában a funkcióváltó lemez a golyó és a borda közé mindig betolható. Ezen utolsó feltétel csak akkor valósítható meg, ha a tengely vége és a támasztó borda között kisebb a távolság, mint a golyó sugara, mert ellenkező esetben a golyó kifordul a fészekből.

A fűrőgép tokmányát meghajtó és rögzítő tengelyt az értekezésben az RBPT-ben elterjedt, „kihajtótengely” megnevezéssel használom. Az értekezésben vizsgált ütfűrőgépek kihajtótengelyének mellső csapágya acél-szinter siklócsapágy, amit axiálisan meg kell támasztani, és elfordulás ellen biztosítani kell. A csapágyat a műanyag ház bordái rögzítik, melyek a csapágyon szimmetrikusan kialakított kettő, vagy négy fülhöz csatlakoznak, amint a 3.8.a ábra mutatja.



a)



b)

3.8.  bra: a) Bosch PSB 500  tvef r g p kihajtótengelyének sikl csap gya  
b) kihajt tengelye

A csapágy anyaga *B11* szinter porkeverék, melyhez m g 2 % grafitot adagolnak a kedvező kenő hatása miatt. A szükséges sűrűség itt csak  $6,5 \text{ g/cm}^3$ , mivel a szilárdság mellett fontos a magas porozitás és olajtartalom. A szinter csapágy pórusaiban lévő olaj a működés közben keletkeztetett h  hatására az acél hőtágulása miatt a hőfejlődés helyén kilép a pórusokból, és a tengely és a persely közé áramlik. A hőhatás megsz ntetv l a kenőanyag a pórusokba visszajut. Kísérletek is alátámasztották, hogy a tengely és a csapágy között *G7/f6* illesztést célszerű alkalmazni. A megfelelő méretpontosság eléréséhez a csapágyat kalibrálni kell. A kalibrálás egy hidegalakító eljárás, melynek során a persely belsejében egy, a furatt l nagyobb átmérőjű kúpos t sk t h znak  t. A kalibrálási eljárás azért vált be, mert  gy a persely furatában a tengellyel párhuzamos mikrobarázdák alakulnak ki, melyekben a tengely forgása közben, mint mikro ken zsebekben, kenőolaj található. Más forgácsoló eljárás esetén, a furatban menetszer  felületi struktúra alakul ki, mely a tengely forgásának hatására a kenőolajat a menetnek megfelelő irányba kivezeti.

A kihajtótengely anyaga *11SMnPb37*, melyet esztergálással és fúrással munkálnak meg. A tengely fellet nek szükséges keménysége  $730 \pm 50 \text{ HV10}$ , a szükséges rétegvastagság  $EHT=0,3 \pm 0,1 \text{ mm}$ . A csapágy alatti fut fellet  $R_z=4 \text{ }\mu\text{m}$  felletti érdességét pal st k sz r l ssel érik el. A tokmány rögzítésére *1/2-20 UNF-2B* jelű menet szolgál. A tokmány meghúzási nyomatéka  $35 \text{ Nm}$ , ezért a tengelyen, forgácsolt menet nem alkalmazható, azt hidegalakítással, m ngorl ssal állítják elő.

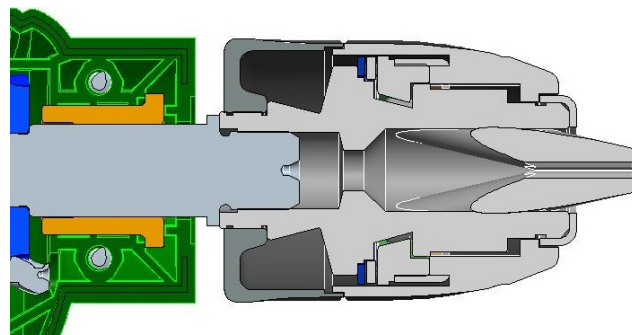
A tokmány menetes furata a tokm nytestben került kialakításra. A tokm nytestet a tengely legalább  $2 \text{ mm}$  magasságú válla támasztja meg tengelyirányban. A tokm ny t st a tokmányba fogott,  $13 \text{ mm}$  átmérőjű m r csapon,  $100 \text{ mm}$  távolságra mért radiális  t sk nt értelmezik. A

tokmányütés megfelelő értéke kisebb, mint  $0,3 \text{ mm}$ . Ezt a tokmánygyártók a tokmánypofák befogó élének köszörülésével biztosítják.

A köszörülést a mérőcsap átmérőjének megfelelő méretre beállított pofák mellett végzik el. Mivel a tokmánypofák furatai a tokmánytestben a tőrések miatt nem egyenesek, és pozíciójuk sem megfelelően pontos, ezért a tokmányütés más befogott átmérőn nem mindig felel meg a specifikációnak.

A tokmányok másik fontos jellemzője a nyomaték visszaadási tényező  $r_t$ . Ezt a tokmány meghúzási ( $M_t$ ) és megcsúszási ( $M_g$ ) nyomatékának hányadosaként értelmezzük a következőképpen:  $r_t = \frac{M_g}{M_t}$ . A tokmány meghúzását a felhasználó tokmánykulccsal végzi, vagy gyorstokmánynál a tokmány burkolatát megszorítva és elforgatva. A mérések szerint a felhasználók  $M_t = 6-8 \text{ Nm}$  meghúzási nyomatékot tudnak kifejteni. A tokmány megcsúszását egy  $6 \text{ mm}$  és  $10 \text{ mm}$  átmérőjű, edzett, köszörült csap befogásával és megfordulási nyomatékának mérésével határozzák meg. Amennyiben  $r_t > 80\%$ , akkor tokmány nyomaték visszaadási tényező megfelelő. A nyomaték visszaadás a tokmánypofák szorító felületeinek edzésével, vagy a tokmánypofákba forrasztott keményfém betétek alkalmazásával növelhető. Ütvefűrés esetén, a nyomaték-visszaadás, a pofákat előre-hátra mozgató, menetes gyűrű rugalmas megtámasztásával, vagy a gyűrű kilincsműves biztosításával javítható.

A gyorstokmányok felületét jól megfogható alakúra és kézhez tapadó felületűre tervezzük, különben azt a felhasználó nem tudja megszorítani, így a meghúzási nyomaték kicsi lesz.

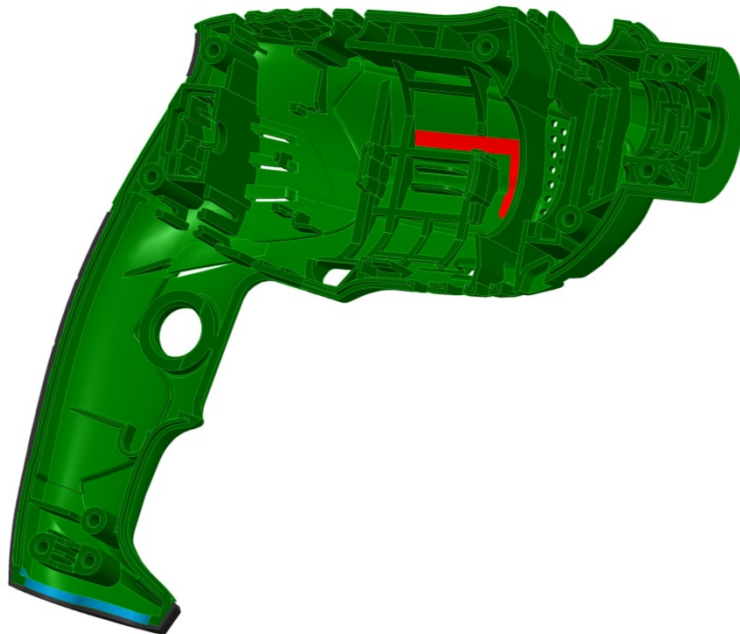


3.9. ábra: Bosch PSB 500 ütvefűrógép tokmánya és rögzítése

### 3.2.5. Műanyagház tervezési szempontok

Az ütvefűrógépek műanyag háza pozicionálja és támasztja meg a belső alkatrészeket, és ergonomikus használatot tesz lehetővé felhasználójának. A ház általában háromkomponenses

fröccsöntéssel készül sorozatgyártásban. A mechanikai és hőterhelés miatt a fő komponens Poliamid 66, 30% (m/m) üvegszál töltettel. A fogantyú területén a kemény komponensre kerül a második, lágy komponens. A lágy komponens általában fekete TPE (Thermoplastic Elastomer), ami általában hőre lágyuló poliuretán, (továbbiakban TPE). A harmadik komponens a Bosch logó betűit tölti ki, anyaga piros Poliamid 6, 15% (m/m) üvegszál töltettel. A ház külső felületét, esztétikai megfontolásból érdesített felületi struktúrával látják el. A felületi érdesség a VDI 3400 Klasse 36 [74] szabvány szerint  $Ra=5,8\pm 0,8 \mu m$ . A fröccsöntési technológia miatt a nyitás iránnyal párhuzamos felületeken  $2,5-4^\circ$  formaferdeséget kell biztosítani, ellenkező esetben a borda a szerszámba szakad, a felületi struktúrán húzásnyomok keletkeznek.



3.10. ábra: Bosch PSB 500 ütvefűrőgép műanyag háza

Különböző típusú műanyagok egy alkatrésze történő fröccsöntésének két módja terjedt el. A többkomponenses fröccsöntés és az átrakásos vagy betétes fröccsöntés. A betétes fröccsöntés során minden komponens fröccsöntése külön szerszámban és külön gépen történik, melyek között a munkadarabot a szerszámokba átrakják. Ez egyszerűbb szerszám kialakítást eredményez, de nagyobb gép-, energia-, és munkaköltséget. A másik módszer a többkomponenses fröccsöntés, melyben minden komponens egy gépen, egy szerszámba kerül befröccsöntésre. Ez bonyolultabb szerszám konstrukciót igényel, de a gyártás költséghatékonyabb.

A ház külső felületét a szerszám állóoldala alakítja ki, így mindhárom komponens meglövési pontja is ezen az oldalon található. A ház bordázott, belső oldalát a szerszám mozgóoldala alakítja ki. A többkomponenses fröccsöntőszerszám több, szimmetrikusan elhelyezett formaüreggel, úgynevezett fészkekkel rendelkezik. A szerszám mozgó oldala a fészkek számának és elhelyezésének megfelelően elforgatható. Az első fészkekben történik a fő, hordozó komponens fröccsöntése. A szerszám nyitása után a darab a mozgó oldalon marad, és a következő fészkekbe átfordul, ahol a második és szükség esetén a harmadik komponens fröccsöntése történik.

A második, TPE komponens az álló oldalról, a fogantyú területen fröccsönthető, a meglövési pont elrejthető a gumírozás golflabda mintázatához hasonló, felületi struktúrájának egyik mélyedésébe. Az egymástól különálló, de azonos anyagú TPE szigeteket célszerű egy lépésben befröccsönteni, a szigetek összekötésével. Az összekötés megoldható a mozgó oldalon kialakított csatornákkal, így az átfolyás a ház belsejében elrejthető. A Bosch logó betűit alkotó különálló komponens szigeteket is összeköthetők a mozgó oldalon.

A hőre lágyuló műanyagok sűrűsége különbözik olvadék állapotban és szilárd állapotban, ami miatt a lehűlt darabok térfogata kisebb lesz a szerszámüreg térfogatánál. A zsugorodásnak mértéke Poliamid GF30 esetén  $\sim 1,5\%$  [75], Polipropilén GF30 esetén  $2,5\%$ [75]. Ezzel számolni kell a szerszám készítése során, másrészt figyelembe kell venni a különböző vastagságú részek esetén. Például merőleges falak találkozásánál, nagyobb vastagság jön létre, amely lassabban fog kihűlni, mint a falak. Emiatt a később lehűlő rész deformálódni fog, amely a külső felületen beszívódásként jelentkezik. Mivel a fűrőgép héjszerű házán belül számos borda található, ezért a beszívódást mérsékelni igyekszünk. A beszívódás akkor nem észrevehető, ha a belső kapcsolódó borda falvastagsága nem haladja meg a külső fal vastagságának  $70\%$ -át.

A fröccsöntött alkatrészek költségét két fő tényező befolyásolja, a felhasznált alapanyag mennyisége és a fröccsöntési ciklusidő. A ciklusidőt alapvetően a hűlés ideje határozza meg, amely a az alkalmazott műanyag típusától, a szerszám és az olvadék hőmérsékletétől, és a falvastagságtól függ. Ennek alapján a legalacsonyabb költséget a konstrukción keresztül, a lehető legkisebb falvastagságok alkalmazásával érhetjük el.

A hűlési idő csak abban az esetben lehet rövid, ha a darab nem tartalmaz vastag részeket, ugyanis a legvastagabb fal hűlése határozza meg az egész darab hűlési idejét. A darab hűlési

idejének minimalizálására lehetőleg azonos falvastagságot kell alkalmazni, ahol a bordák falvastagsága a héj vastagságának 70 %-a. Ezt a falvastagságot a gyakorlatban egyen falvastagságnak nevezzük.

Mivel a műanyag hűlése már a meglövés közben elkezdődik ezért bizonyos körülmények között megtörténhet, hogy egy borda az üreg teljes kitöltése előtt megszilárdul. Ezt kitöltési hibának nevezzük. Ez erősen függ, az olvadék és a szerszám hőmérséklettől, a borda keresztmetszetétől és hosszától. A gyakorlatban bevált, legalább 0,8mm vastagságú bordát kell alkalmazni, 30 % üvegszál erősítésű poliamid esetén a kitöltési hiba elkerülése érdekében.

Az üvegszál erősítéses kemény komponens esetében a meglövési pont elhelyezkedése, ugyancsak lényeges. A befröccsöntés közben az áramló műanyagban az üvegszálak többsége az áramlás irányába rendeződik, befolyásolva a kész darab zsugorodását és mechanikai tulajdonságait. A szálakra merőleges irányú zsugorodás hozzávetőleg a háromszorosa a szálorientáció irányában tapasztalhatónak [76]. A szakító szilárdság a szálak irányában PA6 GF30 esetében 150 MPa [77], míg a szálakra merőlegesen a kompozit szakítószilárdsága alacsonyabb a mátrix anyagánál. Ütfűrőgépek esetében két meglövési hely használatos, a ház közepén a címke terület alatt, és a gép nyakának homloklapján, tengelyirányban. A címketerületen elhelyezett meglövési pont előnye, hogy a ház közepén helyezkedik el, ezért a bordák egyenlő távolságra helyezkednek el tőle. A kitöltés alacsonyabb nyomáson, kisebb olvadék hőmérsékleten oldható meg, ami rövidebb ciklusidőt eredményez. A nyak elején történő meglövés előnye, hogy a ház nagy részén a tengelyekkel párhuzamos, egyenes szálorientáció jön létre. Ez jobb zsugorodási jellemzőket, jobb méretpontosságot és nagyobb tengelyirányú merevséget eredményez. A címke alatti meglövés hatására a pontból kiinduló sugaras szálorientáció jön létre.

Az alkatrészek megfogása a műanyag fűrőgépházban két irányból lehetséges, tengelyirányban, két borda között kialakított szoros illesztéssel, és nyitási irányban, a két fél ház összecsavarozása révén kialakított megszorítással. A házfelek egymáshoz rögzítését önmetsző csavarok végzik a csavartornyokon keresztül. Az osztósík mentén összeillesztett házfelek esetén a csavartornyok homloklapjai közötti távolság 0,2 mm. Meghúzás után a csavartornyok homloklapjai felfekszik egymáson. A 3.2.1 fejezetben leírt állórész rögzítés a csavarozás irányában oldható meg. A szorítóbordák és az állórész nyitás irányú méretét



oldalanként  $0,2-0,5\text{ mm}$  átfedéssel méretezve hozható létre a szükséges szorítás. Nem megfelelő rögzítés esetén az állórész relatív mozgása meghibásodáshoz és az ütőmunka romlásához vezet.

Az fém alkatrészek elégtelen rögzítése miatt rezgések jönnek létre, amely fém alkatrész kapcsolódó felületének fényesedését, kopását okozza. A keletkező hő a bordák felületének meglágyulásához, megolvadásához vezet, ami a rögzítés további gyengülését okozza. A folyamat öngyorsító. A fém alkatrészek kopása és a kopadék oxidációja az illesztési rozsdá (un. Passungsrost) jól felismerhető hibajel. Műanyag alkatrészek elégtelen illesztése szintén kopáshoz vezethet. Jellemző jelenség a súrlódáshő okozta dörzshegedés. Műanyag alkatrészek dörzshegedése elkerülhető megfelelően megválasztott anyagpárosítással. Jellemzően eltérő lágyulási hőmérsékletű anyagok nem hegednek egymáshoz. A műanyagok hegedési képességéről számos táblázat elérhető [78].

A műanyag házak a mechanikai rögzítésen kívül villamos szigetelési funkciót is ellátnak. Az elektromos kéziszerszámgépek biztonsági előírásait, és annak vizsgálatát az EN 60745-1-2 szabvány [67] írja elő. A kéziszerszámgépet olyan módon kell kialakítani, hogy a ház védelmet biztosítson aktív részek kívülről megérintése ellen. Ezt egy szabványos vizsgáló ujj [67] használatával ellenőrzik. A levegő belépő és egyéb nyílásokat olyan kisméretűre kell kialakítani, hogy azokon keresztül a vizsgálóujjal élő részt ne lehessen megérinteni. A gép burkolatának kívülről megérinthető részeit oly módon kell kivitelezni, hogy az a IEC 60068-2-75, 5. fejezetében [67] ismertetett rugós ütő próbával azt károsítani ne lehessen. A rugós ütő próbával a gép burkolatát  $1\text{ J}$  energiával megütve állapítható meg a gépek burkolatának megfelelő szilárdsága. A mechanikai szilárdság vizsgálat része az ejtő teszt, ahol a gépet egy sík betonfelületre kell ejteni  $1\text{ m}$  magasságból. A követelmény, hogy a gép az ejtést követően ne váljon veszélyessé, azaz a bekövetkező sérülések ellenére maradjon mechanikailag és villamos szigetelési szempontból biztonságos.

A fűrőgépek burkolata általában hőre lágyuló műanyagból készül, ezért biztosítani kell, hogy a burkolat hő és mechanikai behatás hatása mellett is ellátja funkcióit. Ezért a szabvány a golyós nyomó próba vizsgálatot írja elő, melynek során egy  $5\text{ mm}$  átmérőjű golyót nyomunk  $20\text{ N}$  erővel a vizsgált próbadarab felületére, melyet külső burkolat esetén  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$  hőmérsékletre hevítünk  $1\text{ óra}$ n keresztül. A vizsgálat végén a golyó által hagyott nyom átmérője nem lehet nagyobb  $2\text{ mm}$ -nél. A gépek burkolata nem lehet éghető, ezért a fenti



szabvány az IEC 60695-2-11 [79] szerinti izzó huzal próbát írja elő, melyben egy 550 °C-ra hevített huzal érintése nyomán létrejött izzás vagy égés nem tarthat 30 másodpercnél tovább.

A műanyag házak első fröccsöntő szerszámának elkészítése során, a zsugorodás miatt a kialakuló méretek nem tervezhetők meg a későbbi gyártási pontosságon belül. Ezért a szerszám első próbája után a méretek pontosításra szorulnak, ezt korrekciózásnak nevezzük. Az első minta méreteinek ismeretében a szükséges korrekciók meghatározása fejlesztőmérnöki feladat. A műanyag házon kialakult méret korrekciója a szerszám adott méretének módosításával történhet. Egy felület esetében műanyag hozzáadás szerszámacél elvételt jelent, műanyag elvétel pedig acél hozzáadást. Jellemzően a leválasztás tömb-szikraforgácsolással, míg a hozzáadás felhegesztéssel történik. Mivel a felhegesztés költsége a szikraforgácsolás többszöröse, ezért az kerülendő.

Annak érdekében, hogy a korrekciózandó méretek módosítása minden esetben szikraforgácsolással megoldható legyen, ezért a kritikus felületeket ráhagyással (un. steelsafe) kell legyártani. A ráhagyás mértéke a kritikus helyeken jellemzően 0,2mm, melyet kettő vagy szükség esetén három lépcsőben távolítunk el a korrekciók során.

Összefoglalásként, az ütfűrőgépek univerzális AC motorokkal vannak ellátva. A legfontosabb konstrukciók feladat az álló- és forgórész megfelelő rögzítése és pozicionálása, melyet a gép műanyag háza lát el. Az ütfűrás alatt létrejött rezgés okozza a meghibásodások túlnyomó többségét. A szénkefetartó kialakításánál figyelembe kell venni ezen rezgéseket, mivel az áram átadási helyeken létrejövő szikrázás a tartó tönkremeneteléhez vezet. Törekedni kell a megfelelő rögzítésre, és a biztos elektromos kapcsolatok kialakítására. A gép megfelelő hűtésének érdekében elegendő méretű és elhelyezkedésű levegő belépő és kilépő nyílások tervezése szükséges. A fogaskerék hajtómű elvárt élettartamához edzett szinter fogaskerék szükséges. Gondoskodni kell a hajtómű csapágyainak pontos és szilárd rögzítéséről, melyet a csapágyhíd lát el. A műanyag házak tervezésénél a pontosság és a bordák szilárdsága a legfontosabb. A ház pontos geometriája olyan tervezési szempontok betartásával érhető el, amely a legkisebb zsugorodást és az optimális szálorientációt okozza.

## 4. Az ütvefűró mechanizmus vizsgálata

### 4.1. Az ütő mechanizmus dinamikai leírása

Az ütvefűrók ütő mozgását egy homlokfogazású fogaskerék pár egymáson történő csúszása és sorozatos ütközése hozza létre. A homlokfogazás egyik fele a gép kihajtótengelyére préselt fogaskerék oldalán található, és a kihajtótengely forgó mozgásával együtt forog. Feltételezzük, hogy a forgó mozgás állandó, az ütközések a forgó mozgás egyenletességét nem befolyásolják. A fogaskerék homlokfogazásának párja egy erre a célra tervezett homlokfogazású ütőtárcsán van kiképezve, amely általában a gép motorjának és kihajtótengelyének csapágyazását rögzítő csapágyhídban található. Az ütőtárcsa szilárd illesztéssel és elfordulás ellen alakzáró kötéssel kerül rögzítésre a csapágyhídban. A kihajtótengely csapágyazása és tengelyirányú megvezetése lehetővé teszi, hogy a fogaskerék és az ütőtárcsa (1.3. ábra) a tokmány benyomódása esetén tengelyirányban elmozduljon. A forgó mozgás következtében a két alkatrész közti relatív mozgás miatt az elemek egymáson elcsúsznak, a lejtős profil mentén eltávolodnak, és a lejtő végén a fogárkokban ütközve impulzust generálva ütőmunkát hoznak létre.

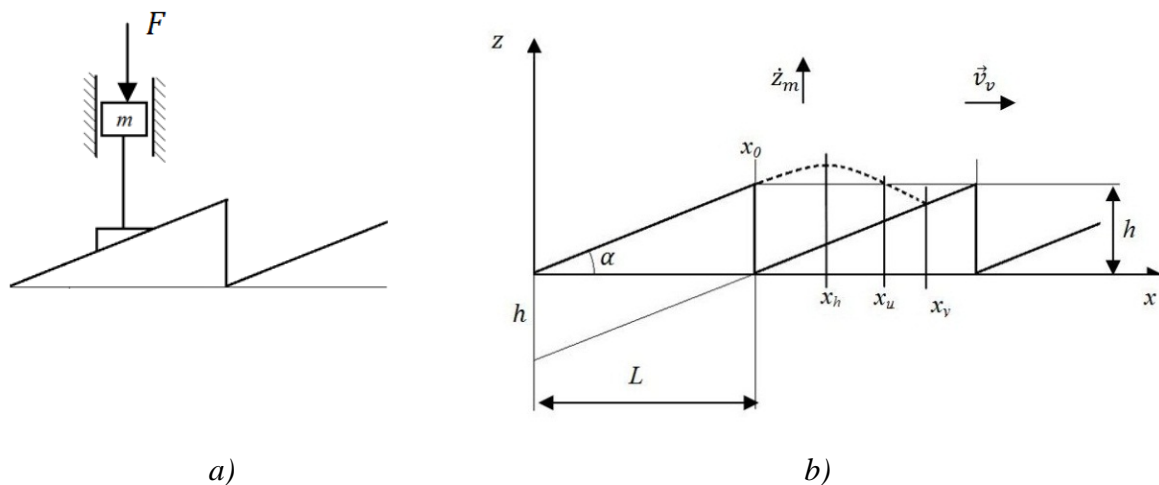
A tipikus felhasználás során a gépet egy, a gép tömegénél nagyságrendekkel nagyobb tömegű, általában beton testnek támasztja a felhasználó, és azt a saját erejével a felülethez nyomja. A gépben a fűrószár és a hozzá kapcsolódó gépelemek, mint a tokmány, kihajtótengely, fogaskerék kizárólag forgó mozgásra képesek, a beton test tömege és szilárdsága miatt tengelyirányú mozgásra, a megmunkált anyag irányában nem képesek, attól bizonyos körülmények között csak eltávolodni tudnak. Az ütőtárcsa és fogaskerék ütközései által okozott eltávolodás a géptestet axiális mozgásra kényszerítik.

Az ütvefűró mechanizmus dinamikailag legegyszerűbben egy tömegpont végtelen nagy tömeggel való centrális ütközésének fogalmaival írható le [85]. A tömegpont impulzusa  $I = m \cdot v = \int_{\Delta t} F_k dt$  kifejezéssel értelmezhető, ahol  $\Delta t$  az ütközés ideje. A tömegpont kinetikai energiája  $E = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}\frac{I^2}{m}$ . Az ütés során fellépő érintkezési erő munkája  $\Delta W = \int_{\Delta s} F_k ds$ , ahol  $\Delta s$  az ütközés alatt bekövetkező rugalmas deformáció. Nyilvánvaló korreláció van az impulzus nagysága és az ütközés alatt bekövetkező kontakterő között. Látható, hogy a létrejött impulzus nagysága és a kinetikus energia között kvadratikusság áll fenn. Így a kontakterő nagy értéke esetén az ütközés során létrejött munka is nagy lesz. Az ütvefűrógép

hatékonyságán az adott nyomóerő és fordulatszám mellett egységnyi idő alatt elérhető furatmélységet, azaz fúrési sebességet értjük. Meg kell jegyeznünk, hogy az ütfúrógép által elérhető fúrési sebesség az ütések által leválasztott kőzet mennyiségétől függ, amely az ütési energia függvénye.

#### 4.1.1. Egyszabadságfokú merev rendszer modellje

Az ütőmunkát, és azon keresztül a fúrési hatékonyságot az ütközések energiája határozza meg. Az ütfúró mechanizmusnak átadott impulzus nagysága a gép tömegének, az ütközés előtti axiális irányú sebességétől függ. Ezek az ütközési energiát is meghatározzák. Ezen energia az ütközés pillanata előtti tengelyirányú sebességtől, és a gép tömegétől függ. A gép tömege a konstrukció következménye, adott teljesítményszint mellett nehezen befolyásolható. A gép axiális végsebességét az ütőtárcsa lejtőjének elhagyása és az ütközés közötti mozgás jellege határozza meg. A viszonylag nagy forgási sebesség miatt a két pont között az ütőtárcsa és vele a teljes gép egy szabadságfok mentén, szabad mozgást végez, melyet a tömeg mellett mozgás kezdeti sebessége és gépre ható erők befolyásolnak. A mozgást első közelítésben a ferde hajításra jellemző módon írjuk le.



4.1. ábra: a) Az egyszabadságfokú merev rendszer modellje b) a mozgás jellege

Az ütési impulzus energiáját befolyásoló, tengely irányú végsebesség meghatározására egy egyszerűsített dinamikai modell tételezhető fel. A gép forgó fogaskerekét, kihajtótengelyét és tokmányát, tengely irányban állónak tekintjük. Az axiális pattogó mozgást az ütőtárcsa és az azt magába foglaló gép végzi, melyet forgás irányban állónak tekintünk.

A gép teljes tömegét a 4.1. ábrán található modell szerinti, pontszerű  $m$  tömeggel helyettesítjük. Az ütőtárcsa lekerekítésekkel és lelapolásokkal ellátott felületét (1.5. ábra) egy

egyszerű ismétlődő lejtős felülettel helyettesítjük, amely az ütőtárcsa átmérőjének megfelelő palást felület által képzett metszetnek felel meg, a valós alkatrészen található lejtőszögeknek megfelelően. A gép fordulatszámát állandónak feltételezzük.

A gép és a hozzá kapcsolódó elemek rugalmasságától ebben a modellben eltekintünk. A gépelemek között fellépő súrlódásokat egyelőre elhanyagoljuk.

A mozgás két szakaszra bontható: egy csúszási és egy repülési szakasz. Az ütőtárcsa a forgás irányában emelkedő profillal rendelkezik, így a csúszási szakaszban a gép (+z) tengely irányú sebességre tesz szert. Ezen sebesség mértéke megegyezik a lejtő elhagyásának pillanatában érvényes, lejtő irányú sebesség z tengely irányú komponensével. A sebesség lejtő irányú komponensét, mind a csúszás, mind a repülési szakasz alatt az állandó forgó mozgásból adódó kerületi sebességgel egyenlőnek tekintjük.

A tömegpont kezdeti sebessége a lejtő végén, a repülési szakasz kezdetén, ( $t_0$  időpillanatban) lejtő irányúnak feltételezhető. Ezen sebesség tengelyirányú (z) komponense:

$$v_0 = \frac{R\omega h}{L} . \quad (4.1)$$

A repülési szakasz alatt a tömegpontra a tehetetlenségi erő, függőlegesen lefelé irányuló fűráskor, a gravitációs erő és a felhasználó által kifejtett nyomóerő hat, így az impulzustétel [84] a következő alakban írható:

$$m\ddot{z}_m = -mg - F . \quad (4.2)$$

A repülés mozgásegyenletéből a megoldás kétszeri integrálással kapható, a függőleges elmozdulás

$$z_m = -\left(g + \frac{F}{m}\right)\frac{t^2}{2} + \frac{R\omega h}{L}t + h . \quad (4.3)$$

Az ütőmunka meghatározásához ki kell számítanunk a repülési szakasz végén a gép tengelyirányú sebességét.

Ehhez szükséges a repülési holtpont, amely a függőleges sebesség zérus pontjánál van

$$\dot{z}_{(t_h)} = 0 = -\left(g + \frac{F}{m}\right)t_h + \frac{R\omega h}{L}. \quad (4.4)$$

Ebből a repülési holtpont eléréséig eltelt idő:

$$t_h = \frac{R\omega h}{L\left(g + \frac{F}{m}\right)}. \quad (4.5)$$

A tömegpont visszaérkezéséig eltelt idő a kiindulási magasságra, a repülés szimmetriája miatt a holtpont eléréshez szükséges idő kétszerese:

$$t_u = 2t_h = \frac{2R\omega h}{L\left(g + \frac{F}{m}\right)}. \quad (4.6)$$

A visszaérkezéshez tartozó sebességet az (4.6) összefüggésben kifejezett idő (4.4) kifejezésbe helyettesítésével kapjuk:

$$\dot{z}_u = -\left(g + \frac{F}{m}\right)\frac{2R\omega h}{L\left(g + \frac{F}{m}\right)} + \frac{R\omega h}{L} = -\frac{R\omega h}{L}. \quad (4.7)$$

A repülési hossz a repülési idő alatt megtett forgásirányú távolság, a tömegpont állandó kerületi sebességéből adódik:

$$x_u = R\omega \cdot 2t_h = \frac{2R^2\omega^2 h}{L\left(g + \frac{F}{m}\right)}. \quad (4.8)$$

Meg kell vizsgálni, hogy a repülés után a tömegpont a repülés kezdetétől számított hányadik fogárokba érkezik, azaz a tömegpont mennyi fogat ugrik át. Ehhez ki kell számítani a repülési hossz és a valós foghossz arányát:

$$k = \frac{x_v}{L} = \frac{2R^2\omega^2 h}{L^2 \left( g + \frac{F}{m} \right)}. \quad (4.9)$$

Ebből az arányból az átrepült fogak száma:  $j = \text{mod}(k)$ , ahol a *mod* azaz modulo, az egészrész függvényt jelöli. Az ütközés pillanatának meghatározásakor, az átugrott fogakat úgy vesszük figyelembe, hogy a következő ütközés helyének lejtőjét a  $z$  tengely mentén  $j \cdot h$  távolsággal negatív irányba toljuk. Lásd 4.1/b ábra:

$$-\left( g + \frac{F}{m} \right) \frac{t^2}{2} + \frac{R\omega h}{L} t + h = \frac{R\omega h}{L} \cdot t - j \cdot h. \quad (4.10)$$

Ebből kifejezve az ütközésig eltelt időt a következő kifejezést kapjuk:

$$t_{ii} = \sqrt{\frac{(j+1)h \cdot 2}{\left( g + \frac{F}{m} \right)}}. \quad (4.11)$$

Az ütközés pillanatában a tengelyirányú végsebesség ezek alapján:

$$\dot{z}_m = -\left( g + \frac{F}{m} \right) \sqrt{\frac{(j+1) \cdot 2h}{\left( g + \frac{F}{m} \right)}} + \frac{R\omega h}{L} = -\sqrt{2(j+1)h \left( g + \frac{F}{m} \right)} + \frac{R\omega h}{L}. \quad (4.12)$$

Az ütközési energia, azaz az ütőmunka ebből:

$$W_{ii} = \frac{1}{2} m \dot{z}_m^2 = \frac{m \left( \sqrt{2(j+1)h F_n} + \frac{R\omega h}{L} \right)^2}{2}, \quad (4.13)$$

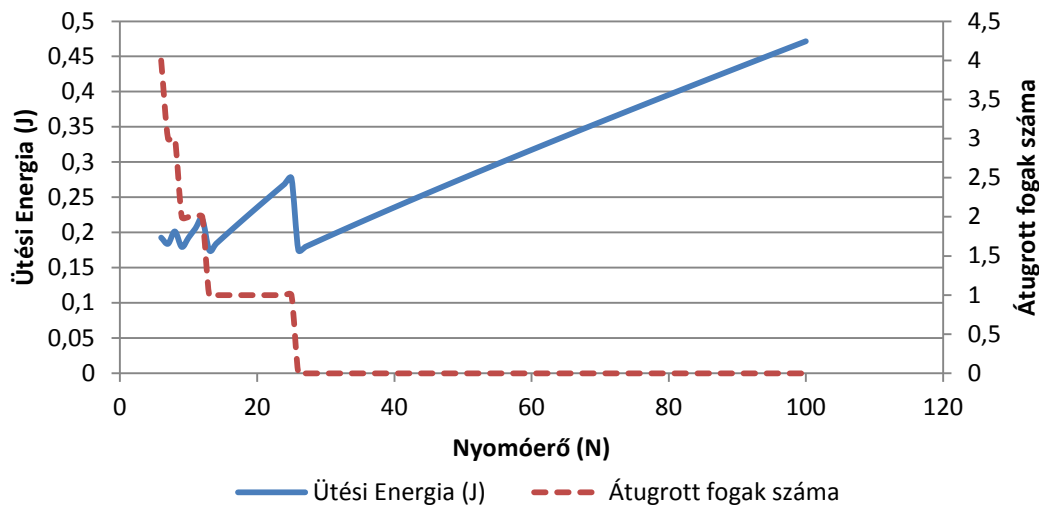
ahol  $F_n$  a nyomóerő és a gravitációs erő összege. Behelyettesítve az átrepült fogak számát az ütő munkára a következő kifejezést kapjuk:

$$W_{ii} = \frac{m}{2} \left\{ \sqrt{2h F_n \left[ \text{mod} \left( \frac{2R^2\omega^2 h}{L^2 F_n} \right) + 1 \right]} + \frac{R\omega h}{L} \right\}^2. \quad (4.14)$$

Mivel az  $L$  foghossz értelmezés szerint  $L = \frac{d\pi}{z_r}$ , ahol  $z_r$  az ütőtárcsa fogszáma a következő alakot írhatjuk:

$$W_{ii} = \frac{m}{2} \left\{ \sqrt{2hF_n \left[ \text{mod} \left( \frac{\omega^2 h z_r^2}{2\pi^2 F_n} \right) + 1 \right]} + \frac{z_r \omega h}{2\pi} \right\}^2. \quad (4.15)$$

A 4.15 kifejezésből látható, hogy az ütőmunkát az ütőtárcsa geometriai paramétereit közül csak a fogszám és a fogak magassága befolyásolja. A 4.15 összefüggés alapján a PSB 550 RE típusú gép, ütési energiájának és az átugrott fogak számának, a nyomóerő függvényében bekövetkező változását számítottam ki, és ábrázoltam a 4.2. ábrán. A számításnál a paraméterek következő értékeit vettem: ( $n = 3000 \text{ 1/sec}$ ;  $R = 11,5 \text{ mm}$ ;  $L = 4,5 \text{ mm}$ ;  $m = 1,5 \text{ kg}$ ;  $h = 2 \text{ mm}$ ; )

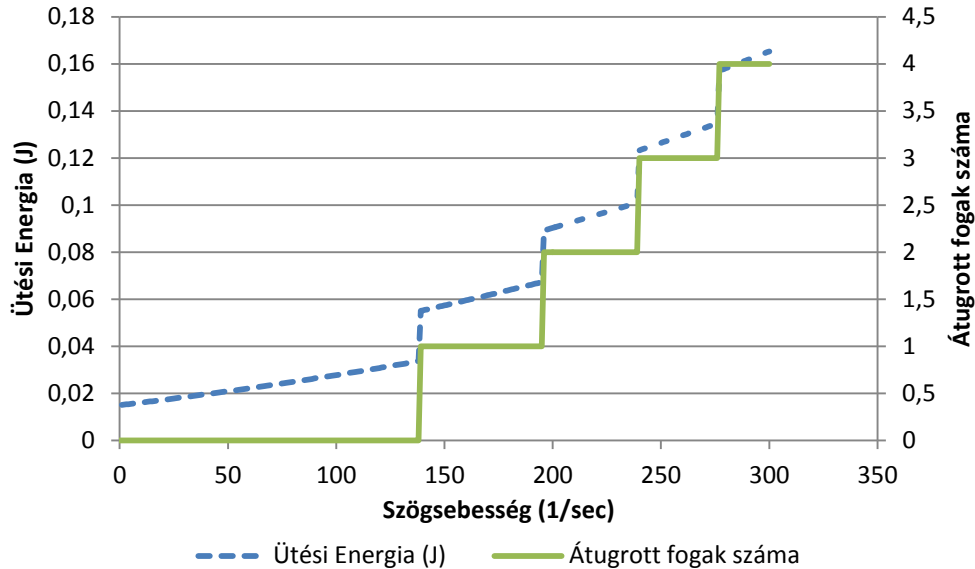


4.2. ábra: Az ütési energia és az átugrott fogak számának változása a nyomóerő függvényében

Az ütési energia fokozatosan emelkedő, fűrészfog alakú, a fogak átugrása miatt. Az ütőmunka egy fogon belül ütközés alatt lineárisan növekszik. Jól látható, hogy a fogak átugrása  $F_n = 25 \text{ N}$  nyomóerő fölött megszűnik, és az ütési energia a nyomóerő függvényében lineárisan tovább nő. A nyomóerő további növelésével ez a jelleg nem változik meg. Az ütési energia számítási eredményének nagysága tendenciájában megegyezik a gyakorlatban tapasztalt eredmények nagyságával.



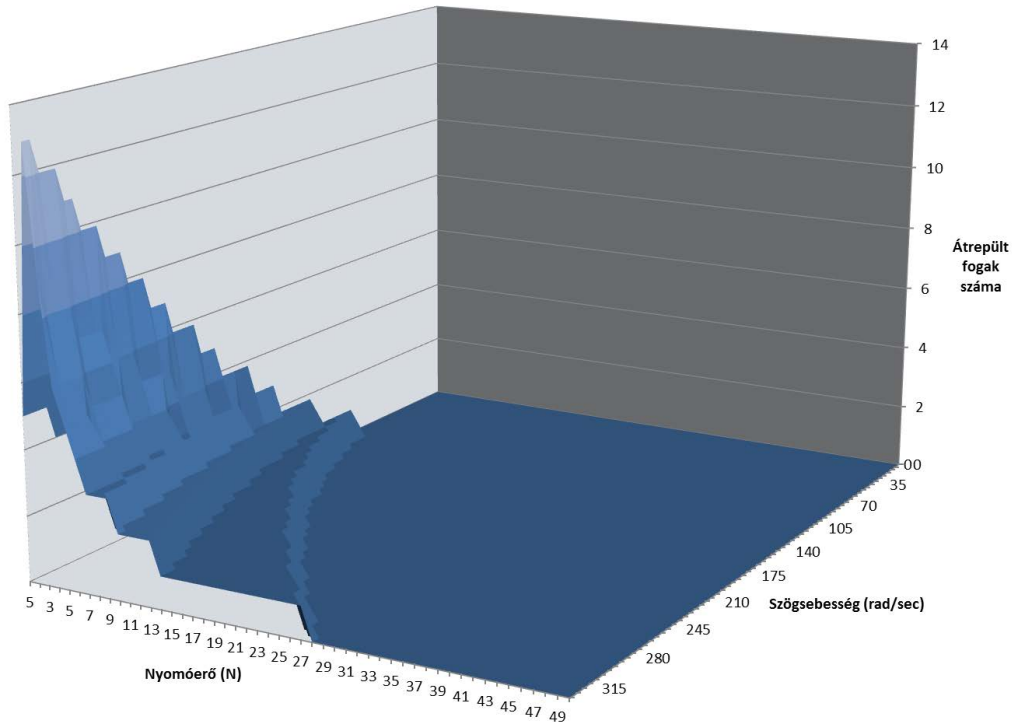
Az ütési energia szögsebességtől való függését is kiszámítottam, a következő paraméterek használatával: ( $F_n = 5\text{ N}$ ;  $R = 11,5\text{ mm}$ ;  $L = 4,5\text{ mm}$ ;  $m = 1,5\text{ kg}$ ;  $h = 2\text{ mm}$ ; ). Az eredményeket a 4.3. ábrán ábrázoltam.



4.3. ábra: Az ütési energia és az átugrott fogak számának változása a szögsebesség függvényében

Az ütési energia a szögsebesség függvényében szintén lépcsőzetesen emelkedő alakú, a szögsebességet növelve a fogátugrások száma növekszik.  $n = 1318\text{ 1/min}$  fordulatszám alatt nem történik fogátugrás, e fölött az ütési energia egy fogon belüli változása lineárisan növekvő. Meg kell jegyezni, hogy a jelleg bemutatása érdekében a számítást viszonylag alacsony nyomóerő mellett végeztem. Bizonyos nyomóerő fölött a fogátugrás jelensége nem jön létre.

A fogátugrás az ütőtárcsa fogszámán és a fogmagasságon kívül a fordulatszám és a nyomóerő függvénye. A fenti gép esetében kiszámítottam a fogátugrás értékét a fordulatszám és a nyomóerő függvényében a következő paraméterekkel: ( $R = 11,5\text{ mm}$ ;  $L = 4,5\text{ mm}$ ;  $m = 1,5\text{ kg}$ ;  $h = 2\text{ mm}$  ).



4.4. ábra: Az átugrott fogak számának változása a szögsebesség és a nyomóerő függvényében

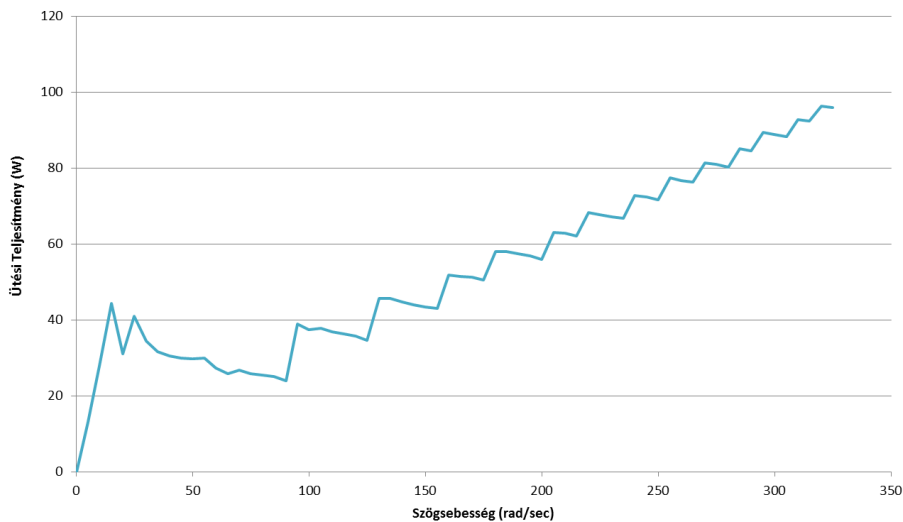
Alacsony nyomóerőnél és magas fordulatszámon fogátugrás jön létre, ennek területe a 4.4. ábrán jól lehatárolható. Kimondható, hogy a normál használati fordulatszámok és nyomóerők esetén a fogátugrás nem következik be.

Vizsgáljuk meg ezek után az ütfúrás hatékonyságát befolyásoló fizikai mennyiségeket és azok hatását a merev szerkezeti modell felhasználásával. Az ütfúrás hatékonyságát az egységnyi idő alatt, állandó nyomóerővel terhelt gépnél, szabványos betonban [80] kifúrt, adott átmérőjű, furat hosszúságaként értelmezzük. Amennyiben eltekintünk a fúrószár forgása közben, ütések nélkül létrejött forgácsoló hatástól, az ütfúrási hatékonyság az ütések nagyságától és az egységnyi idő alatt létrejött ütések számától függ.

Vezessük be az ütési teljesítményt, a következő értelmezéssel:

$$P_{\dot{u}} = \frac{W_{\dot{u}} \cdot z_r}{j + 1} \cdot n. \quad (4.16)$$

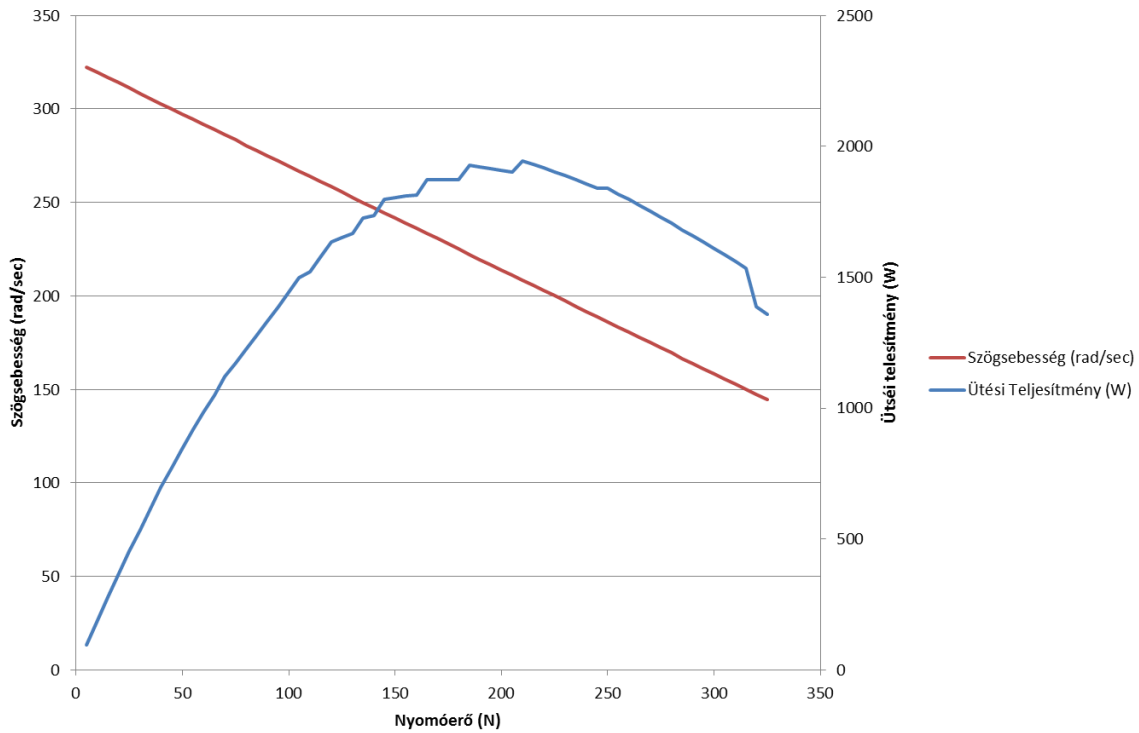
Az ütő munka egy körülfordulás alatt minden fogárkon történő ütközés közben hat. Amennyiben fogátugrás történik, akkor a fogszám  $(j + 1)$ -ed részén, a körülfordulások számát a fordulatszám adja. Ezen összefüggést felhasználva számítsuk ki az ütési teljesítmény változását a fordulatszám függvényében a következő paraméterekkel: ( $F = 100N$ ;  $R = 11,5\text{ mm}$ ;  $L = 4,5\text{ mm}$ ;  $m = 1,5\text{ kg}$ ;  $h = 1,1\text{ mm}$ ; ). Az eredményeket a 4.5 ábra szemlélteti.



4.5. ábra: Az ütési teljesítmény változása a szögsebesség függvényében

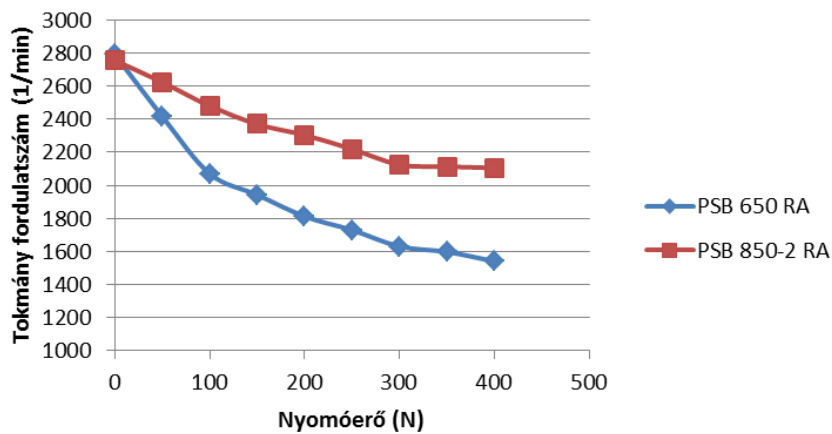
Ezen modell szerint, az ütési teljesítmény, tendenciáját tekintve, bizonyos fordulatszám felett, a fordulatszámmal egyenesen arányos.

A fenti számítások során azt feltételeztem, hogy az ütvefűrőgép nyomóereje és a fordulatszám egymástól függetlenül változtatható paraméterek. A valóságban ez csak az elektronikus fordulatszám szabályzással ellátott gépek esetében valósulhat meg. Az esetek nagy részében azonban, az ütvefűrés közben, a nyomóerő hatására a lejtőn bekövetkező súrlódás miatt a növekvő nyomóerő hatására a gép fordulatszáma csökkenni fog. Ezt az összefüggést a kezdeti számításokban lineárisnak feltételeztem.



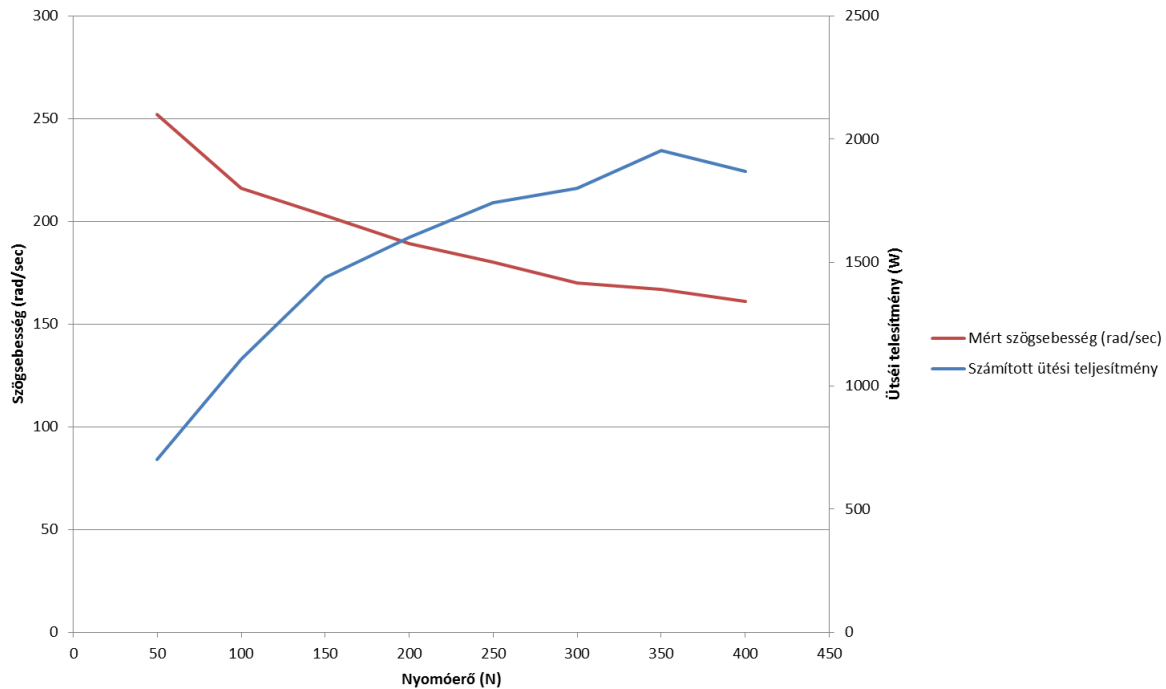
4.6. ábra: Az ütési teljesítmény és a szögsebesség a nyomóerő függvényében, nyomó erő hatására lineárisan csökkenő fordulatszám esetén ( $R = 11,5\text{ mm}$ ;  $L = 4,5\text{ mm}$ ;  $m = 1,5\text{ kg}$ ;  $h = 1,1\text{ mm}$ ;  $z_r = 16$ )

Lineáris fordulatszám csökkenést figyelembe véve az ütési teljesítményre a 4.6. ábrán látható, maximummal rendelkező görbét kaptunk, amely az ütfűrásra nézve optimumot szolgáltat az alkalmazott nyomóerőre és a fordulatszámra vonatkozóan. A szerző által elvégzett mérések alapján az elektronikus fordulatszám szabályzással nem rendelkező ütfűrőgépek esetén a nyomóerő-fordulatszám mérési görbéje nem lineárisnak bizonyult (4.7. ábra).



4.7. ábra: Ütfűrőgépek fordulatszámának csökkenése a nyomóerő hatására

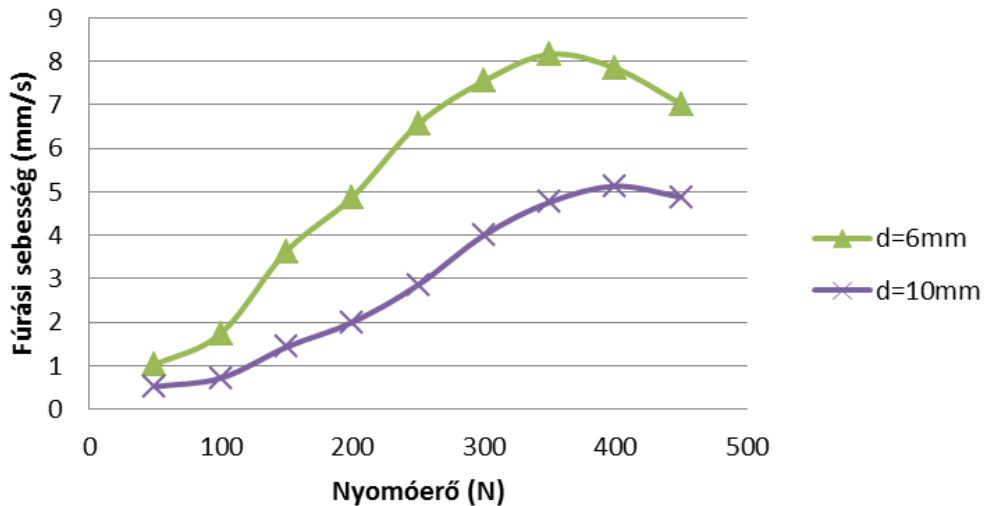
A fordulatszám és a nyomóerő közötti kapcsolat fordított arányosságot mutat a meghajtó univerzális AC motorok jelleggörbéje és az ütőtárcsa pattogó-súrlódásából eredő terhelés miatt. Ebben az esetben is látható, hogy a gép ütségi teljesítménye maximummal rendelkezik (4.8. ábra), azaz a nyomóerő egy optimális értéken felül növelve csökkenő ütségi teljesítményt eredményez. Ennek alapján meghatározható egy ismert ütfúrógép maximális fúrási sebességet eredményező nyomerő szükséglete.



4.8. ábra: Az ütségi teljesítmény és a szögsebesség a nyomóerő függvényében, PSB 650 típusú gép esetén mért fordulatszám csökkenés esetén ( $R = 11,5\text{ mm}$ ;  $L = 4,5\text{ mm}$ ;  $m = 1,5\text{ kg}$ ;  $h = 1,1\text{ mm}$ ;  $z_r = 16$ )

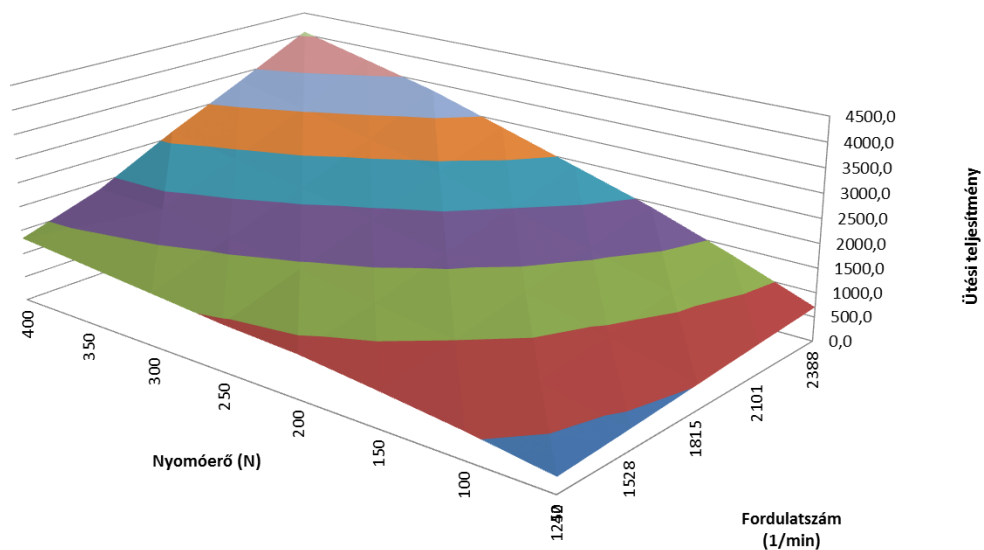
A fenti számításokat és a mért fordulatszám csökkenést figyelembe véve a 4.8. ábrán látható fúrási teljesítmény maximuma hozzávetőleg  $F=350\text{ N}$  nyomóerő mellett található.

Ezen eredmény jellegét tekintve megfelelő egyezést mutat a 4.9. ábrán látható, ugyanezen fúrógéppel mért fúrási sebesség optimumával  $d=6\text{ mm}$  átmérőjű fúrószár esetén. A fenti modell nem veszi figyelembe a fúrószár átmérőjét, így annak forgácsolási, súrlódási és rugalmassági jellemzőit, melyek szintén befolyásolják az ütfúrési hatékonyságot. Emiatt más, pl.  $10\text{ mm}$ -es fúrószár átmérővel végzett kísérletek más nyomóerő optimumot jeleznek (4.9 ábra).



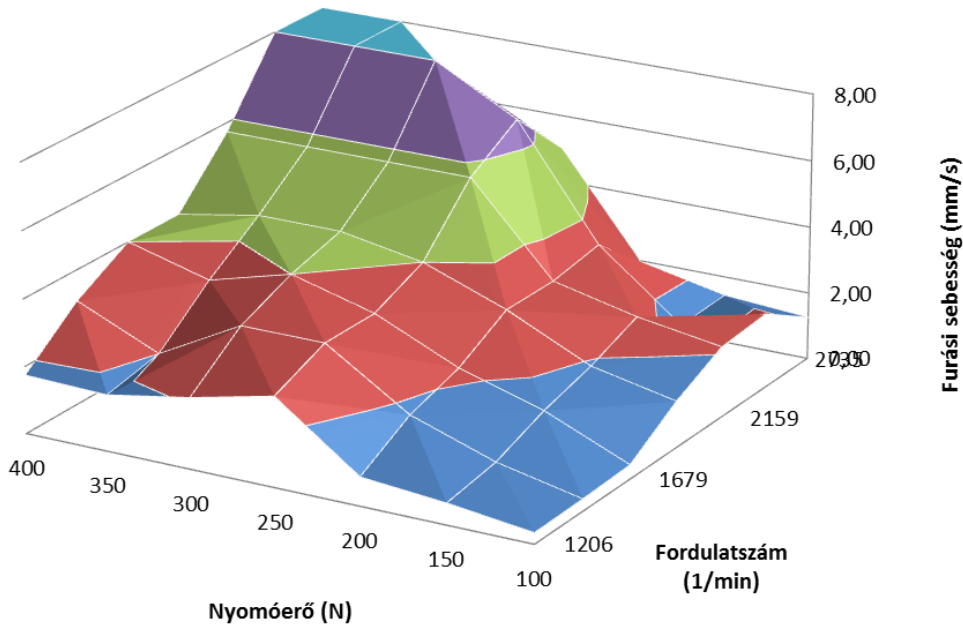
4.9. ábra: Fúrési sebesség mérés PSB 650 RA ütvefűrőgép esetén különböző nyomóerők és fűrő átmérők esetén betonban

A mechanikai modell alapján, különböző fordulatszámok és nyomóerőknél az ütési teljesítmény a 4.10. ábrán látható módon változik. Az eredmény szerint a legnagyobb ütési teljesítmény a legnagyobb nyomóerő és fordulatszám mellett jön létre, és ezen maximumtól bármilyen irányban elindulva közel lineárisan csökken a teljesítmény. Meg kell jegyeznünk, hogy a számítás által szolgáltatott teljesítmény értékek a gép teljesítményével összehasonlítva nem tekinthetők valósak. Az eltérés nagy valószínűséggel például a súrlódások elhanyagolásából adódik.



4.10. ábra: Számított ütési teljesítmény, különböző nyomóerő és fordulatszám esetén ( $R = 11,5\text{ mm}$ ;  $L = 4,5\text{ mm}$ ;  $m = 1,5\text{ kg}$ ;  $h = 1,1\text{ mm}$ ;  $z_r = 16$ )

Az 5.1 fejezetben leírt fúrási sebesség mérés eredménye alapján elmondható, hogy a fúrási hatékonyság szintén a legnagyobb nyomóerő és fordulatszám mellett jön létre, de a felület jellege jelentősen eltér a merev rendszert leíró mechanikai modell eredményétől. A felület több lokális minimummal rendelkezik nagy nyomóerő és fordulatszámoknál is.



4.11. ábra: Mért fúrási sebesség különböző nyomóerő és fordulatszám esetén  
PSB 750 RCE fúrógép esetén

Ezen eredmények alapján kimondható, hogy a fúrási hatékonyságot a feltételezett mechanikai modell nem elég pontosan írja le a teljes fordulatszám és nyomóerő tartományon. Emiatt a modell továbbfejlesztése vált szükségessé.

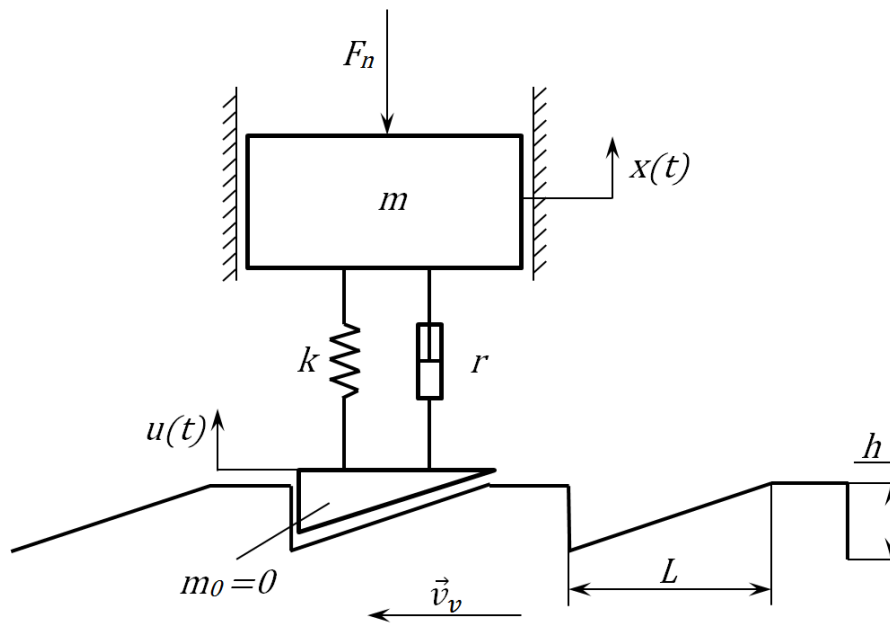
#### 4.1.2. Egyszabadságfokú rugalmas rendszer vizsgálata

Az ütfúrás során létrejött mozgások jellegének vizsgálatára nagysebességű kamerás felvételeket készítettem. Ezen felvételekből kitűnik, hogy a gépház és a fogaskerékkel kapcsolódó ütőtárcsa mozgása egymástól eltér, a rezgések amplitúdója és frekvenciája különbözik. Ebből arra következtethetünk, hogy a gép műanyag háza, illetve az abba ágyazott ütőtárcsa és csapágyhíd rendszere rugalmasnak tekinthető. A fúrógépben lévő nagy tömegű álló és forgórész, illetve az ütőtárcsa mechanikailag rugalmasan kapcsolódik egymáshoz. Az ütési impulzusok hatására a műanyag ház deformálódik, rugalmas alakváltozást szenved. A deformációt nem tekintjük veszteségektől mentesnek, azaz a csillapítást is figyelembe



vesszük. Ezen kívül az ütőtárcsa geometriáját egy pontosított modellel vesszük figyelembe, a lejtős szakaszokat összekötő vízszintes szakaszokkal. Az előző fejezetben tárgyalt dinamikai modellt annyiban módosítjuk, hogy az ütőtárcsa és a repülő tömeg között csillapított rugalmas kapcsolatot tételezünk fel.

A szerkezetet egyszabadságfokú, elmozdulás gerjesztésű rezgő rendszerrel modellezzük, amely figyelembe veszi az elválást is. Az elválás után a ferde hajításra jellemző impulzus tétel érvényes.



4.12. ábra: Az ütfűrő mechanizmus egyszabadságfokú rugalmas modellje

A 4.12 ábrán  $m$  tömegű test jelzi a gép tömegét. Az  $F_n$  erő a felhasználó által kifejtett nyomóerő és függőleges esetet feltételezve, a gép súlyából adódó súlyerő összege. Az ütőtárcsa  $m_0$  tömegét a gép tömegéhez képest elhanyagoljuk. Az ütőtárcsa és a gép tömege közti kapcsolatot egy  $k$  merevségű rugóval, és egy párhuzamosan kapcsolt,  $r$  csillapítással modellezzük. A gép tömegének elmozdulását a terheletlen nyugalmi helyzethez képest  $x$  jelöli, az ütőtárcsa elmozdulását  $u$ .

Az ütőtárcsa mozgását a lejtő geometriája és a forgásból adódó relatív sebesség határozza meg mindaddig, amíg az ütőtárcsa a lejtőtől el nem válik, azaz a rugó és csillapítás által kifejtett erő kisebb, mint zérus. Így a rendszer mozgását kétféle egyenlettel [84] írjuk le:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x} + r\dot{x} + kx = ku + r\dot{u} - F_n, \\ m\ddot{x} = -F_n \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{ha } [k(x - u) + r(\dot{x} - \dot{u})] < 0 \\ \text{ha } [k(x - u) + r(\dot{x} - \dot{u})] \geq 0 \end{array} \quad \begin{array}{l} (4.17) \\ (4.18) \end{array}$$

A (4.17) egyenlet a lejtőn való csúszás közben érvényes, míg a (4.18) egyenlet a repülés szakaszára vonatkozik. Így a kezdeti feltétel  $x_0 = -F_n/k$ , a folyamat elindulása előtt az  $F_n$  erőt működtetjük. A mozgások vizsgálatára egy Scilab programot készítettem [M2].

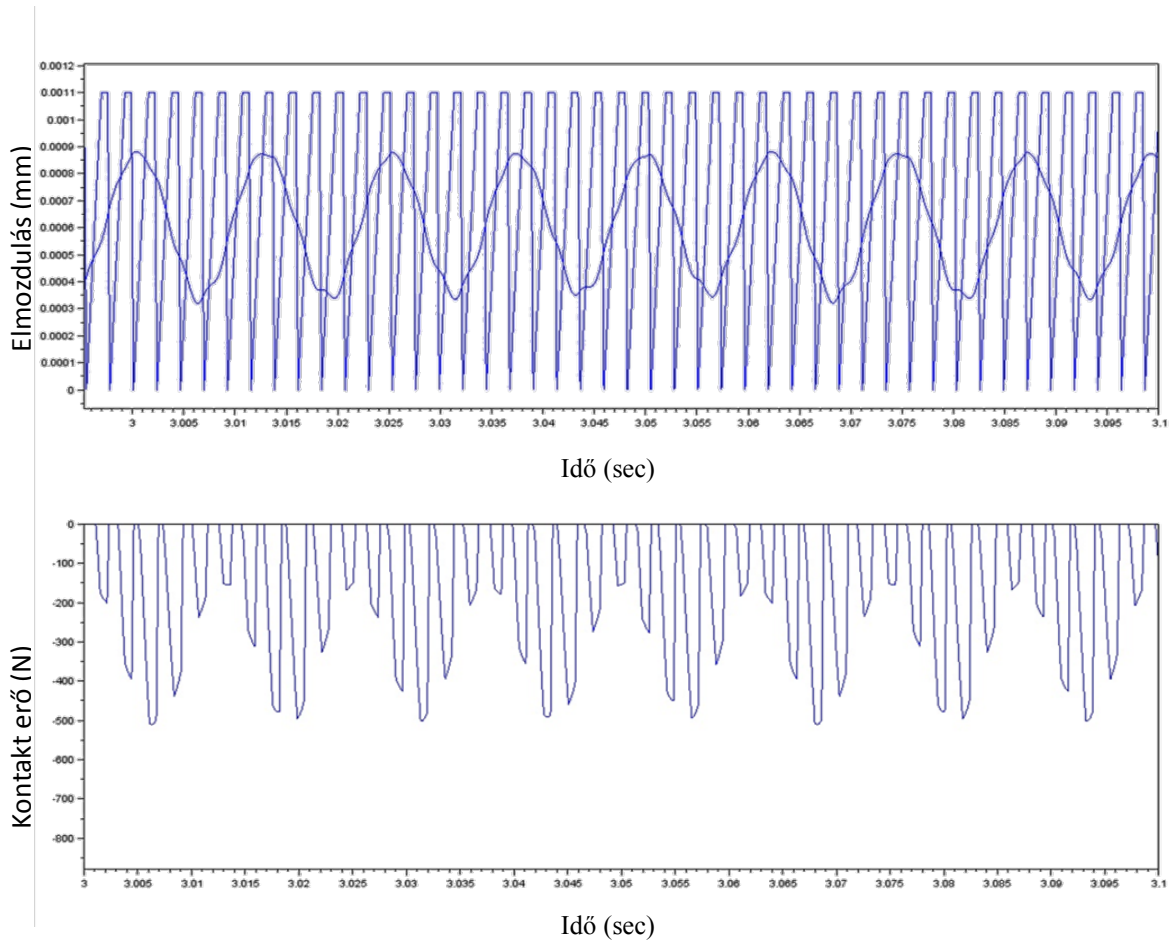
A mechanikai modellben alkalmazott rugóállandót és csillapítást egy konkrét gépen (PSB 650 RA) elvégzett zajmérés és nagysebességű kamerás felvételek alapján állapítottam meg:

$$\alpha = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi f_l = 2\pi \cdot 96 = 603,18 \text{ rad/sec} \quad (4.19)$$

$$k = m \cdot \alpha^2 = 1,8 \cdot 603,18^2 = 654887 \frac{\text{kg}}{\text{sec}^2}. \quad (4.20)$$

A vizsgálatok alapján megállapítható, hogy  $n=1800 \text{ 1/min}$  fordulatszámnál a tapasztalt lengés frekvenciája  $f_l=96 \text{ Hz}$ . A mérések leírását később az 5.2 és 5.3 fejezetekben részletezem. A vizsgálatok alapján azt tapasztaltam, hogy a gép az ütőtárcsan történő pattogásoktól eltérő, attól alacsonyabb frekvenciájú lengéseket végez bizonyos fordulatszám és nyomóerő mellett.

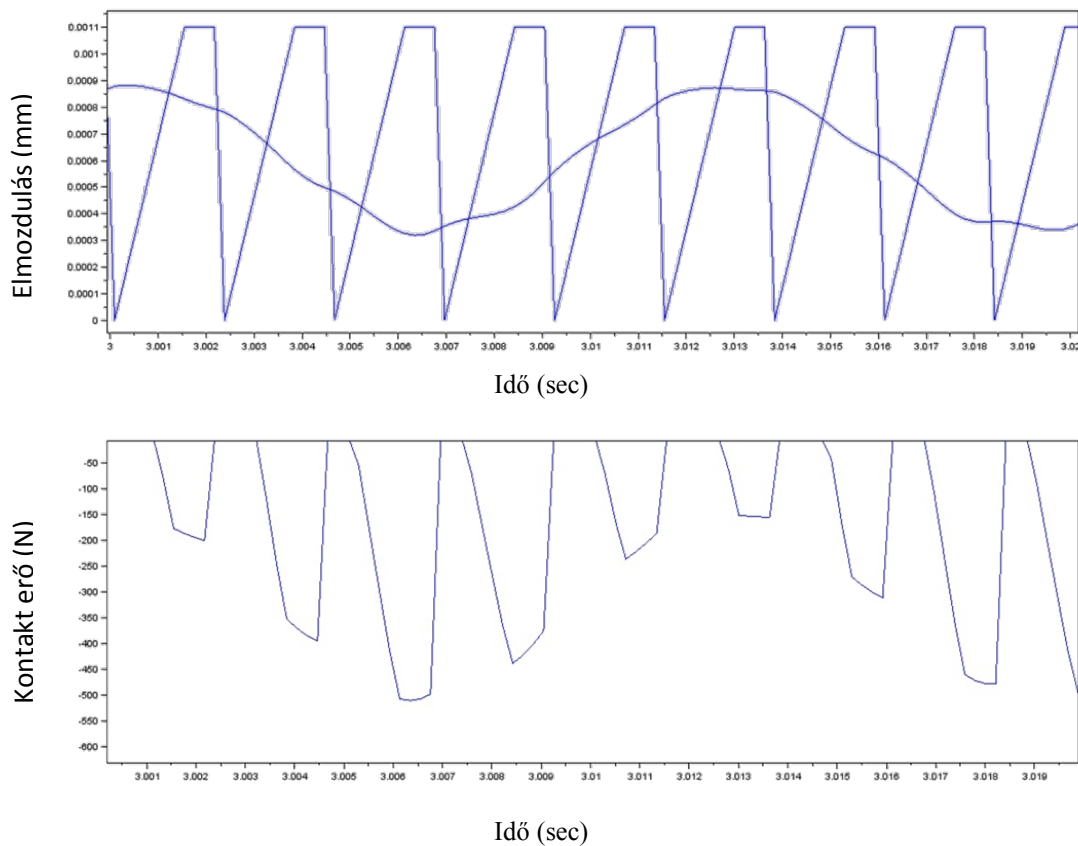
A lengés frekvenciájának és a gép tömegének ismeretében a rugóállandó a 4.19 - 4.20 képletek alapján kiszámítható. Az ütőtárcsa geometriáját a méréseknél felhasznált Bosch PSB 650 RE és az azonos PSB 750 RCE gépek kialakítása alapján állítottam be. A számítási eredmények alapján a gép által végzett mozgás és ütközési erő a 4.13. ábrán található. A lengések kitérése, és jellege megfelelő egyezést mutat a nagysebességű kamerás felvételekkel. Azt tapasztaljuk, hogy az ütések nagysága és az impulzusok lefutása a lengések miatt folyamatosan változik. Az egymást követő impulzusok eltérése magyarázatot ad az előző modellben számított elméleti ütési teljesítmény eltérésére.



4.13. ábra: Az egyszabadságfokú rugalmas modell elmozdulás és erő számítási eredménye

Az eredmények alapján jól látható, hogy az ütési teljesítmény ebben az esetben nem számítható egy impulzus nagyságának és az egységnyi idő alatt bevitt impulzusok számának szorzatával. Egy továbbfejlesztett mechanikai modellben a közet károsodásának [61] figyelembe vételével a fenti eredmények felhasználásával a fűrési hatékonyság kiszámítható. Jelen dolgozatban ismertetett kutatás nem terjed ki erre.

Az itt kiszámított impulzus nagyságát figyelembe vehetjük a 4.2. fejezetben tárgyalt impulzusterjedési jelenségek vizsgálata során. A modell segítségével további vizsgálatok végezhetők a nyomóerőnek, a fordulatszámnak és az ütőtárcsa geometriai paramétereinek az impulzus nagyságára gyakorolt hatásának feltérképezésére. A 4.14. ábrán a gép egy lengésen belüli elmozdulása és az eközben létrejött impulzusok nagysága látható.



4.14. ábra: A rugalmas modell számítási eredménye egy rezgési periódus alatt

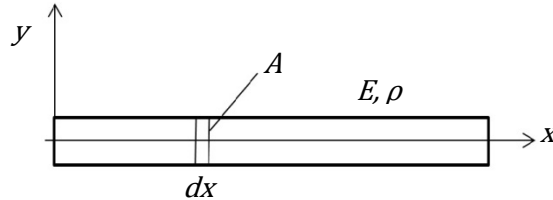
## 4.2. Impulzus átadás vizsgálata az ütő mechanizmusban

### 4.2.1. Prizmatikus rúd hullámegyenlete

Az ütfűrőgép hatékonyságának vizsgálata során nem tekinthetünk el az ütőmunka előállításában részt vevő alkatrészek rugalmasságától és tömegétől. Az ütőtárcsán létrejött impulzus, mint hullám terjed és adódik át a fűrészár végére, ahol a közet megmunkálása történik. Az impulzus terjedését és az energiaátadást alapvetően befolyásolják az abban részt vevő gépelemek geometriai és fizikai tulajdonságai. Ezen jelenség leírására egy mechanikai modellt építünk fel, melyben az impulzus terjedése jól vizsgálható, a befolyásoló tényezők hatása számszerűsíthető. Célunk olyan összefüggéseket találni, melyek segítségével az ütő mechanizmus tervezésekor a lehető legnagyobb ütési energia érhető el a fűrészár végén.

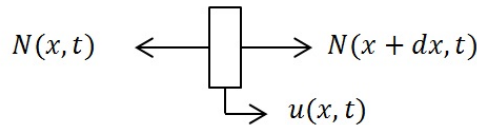
A jelenség leírásához egy egyszerűsített rúdmodellből indulunk ki. Tekintsük a 4.15. ábrán látható homogén prizmatikus rudat. A rúd hossza legyen  $L$ , keresztmetszete  $A$ , Young féle

rugalmassági modulusa  $E$ , a rúd tömegsűrűsége  $\rho$ . A rúd hosszának irányába eső koordináta legyen  $x$ , az arra merőleges, síkba eső tengelyt jelölje  $y$ .



4.15. ábra: A prizmatikus rúd modellje

Vizsgáljuk a rúd egy elemi hosszúságú szakaszának dinamikáját. A 4.16. ábrán a rúdelem hossza  $dx$ , a rúdelem elmozdulása  $u(x,t)$ , a rúdelem bal oldali felületén ébredő rúderő  $N(x,t)$ , a jobboldali  $N(x+dx,t)$ .



4.16. ábra: Az elemi rúdhosszra ható erők

Az  $N(x+dx,t)$  rúderőt sorbafejtve és a lineárisnál magasabb rendű tagokat elhanyagolva a rúdirányú impulzustétel a [84] következő alakban írható:

$$\ddot{u}dm = -N(x,t) + N(x,t) + \frac{\partial N(x,t)}{\partial x} dx, \quad (4.13)$$

ahol  $\ddot{u}$  a rúdelem gyorsulása  $\ddot{u} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$ . A kijelölt műveletek elvégzése után egy egyszerű alakot kapunk:

$$\ddot{u}dm = \frac{\partial N}{\partial x} dx. \quad (4.14)$$

A rúderő kifejezhető a rúdirányú alakváltozás  $\varepsilon_x$  és a Hook törvény segítségével:

$$\varepsilon_x(x, t) = \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} = u'(x, t), \quad (4.15)$$

$$N(x, t) = AE\varepsilon_x = AEu', \quad (4.16)$$

ahol a hely szerinti deriválást  $\frac{\partial(\cdot)}{\partial x} = (\cdot)'$  szerint jelöljük.

A rúdelem tömege:

$$dm = \rho A dx. \quad (4.17)$$

Behelyettesítve a (4.17) és (4.16) a (4.14) kifejezésbe, az impulzustétel a következő alakot nyeri:

$$\ddot{u} \rho A dx = A E u'' dx \quad (4.18)$$

Átalakítás után:

$$\ddot{u} = \frac{E}{\rho} u''. \quad (4.19)$$

A (4.19) egyenlet jobb oldalán lévő  $\frac{E}{\rho}$  hányados a rúdban terjedő longitudinális hangsebesség négyzetével egyenlő:

$$v_H = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (4.20)$$

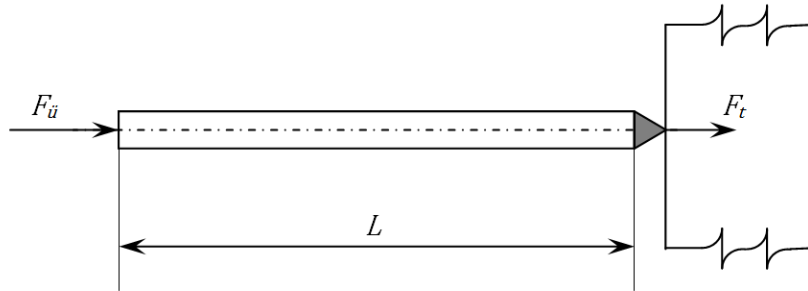
A jelölés alkalmazásával a prizmatikus rúd longitudinális hullámokra érvényes alakja a jól ismert hullámegyenlet:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = v_H^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}. \quad (4.21)$$



#### 4.2.2. Hullámterjedés vizsgálata hengeres fűrőszárakban

Vizsgáljuk a 4.17. ábrán látható prizmatikus, hengeres,  $L$  hosszúságú fűrőszárban a hullám terjedését. A fűrőszár kúpos hegyét merevnek tételezzük fel. A fűrőszárat  $F_{\ddot{u}}$  nagyságú erővel ütjük meg, melynek hatására kialakuló impulzus a fűrőszáron végighaladva a falban  $F_t$  nagyságú erőt ad át.



4.17. ábra: A fűrőszár modellje

A (4.21) hullámegyenletet nullára rendezve és a deriválási műveleteket kiemelve a következő alak írható:

$$0 = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - v_H^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - v_H^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right) u. \quad (4.22)$$

A (4.22) egyenletsor jobb oldalán található differenciáló operátor kifejezhető két tag összegének és különbségének szorzataként, azaz

$$0 = \left( \frac{\partial}{\partial t} - v_H \frac{\partial}{\partial x} \right) \left( \frac{\partial}{\partial t} + v_H \frac{\partial}{\partial x} \right) u. \quad (4.23)$$

A tényezők sorrendje felcserélhető, és feltételezzük, hogy az alábbi egyenletek érvényesek, ennek figyelembe vételével két egyenlet írható fel:

$$0 = \left( \frac{\partial}{\partial t} + v_H \frac{\partial}{\partial x} \right) u_I, \quad (4.24)$$

$$0 = \left( \frac{\partial}{\partial t} - v_H \frac{\partial}{\partial x} \right) u_R. \quad (4.25)$$

A (4.24) egyenlet a pozitív  $x$  irányba haladó hullám mozgása, a (4.25) pedig a visszaverődő, azaz a negatív  $x$  irányba haladó hullámra érvényes. A haladó és a visszaverődő hullámok

függvénye kifejezhető a hangsebesség segítségével, melyek rendre kielégítik a (4.24) és (4.25) differenciálegyenleteket:

$$u_{R(x,t)} = u_R(x + v_H t) \quad (4.26)$$

$$u_{I(x,t)} = u_I(x - v_H t) \quad (4.27)$$

Az elmozdulás idő szerinti deriváltja kifejezhető, a sebesség az elmozdulás hely szerinti deriváltjának szorzatával:

$$\frac{\partial u_R}{\partial t} = v_H \frac{\partial u_R}{\partial x}, \quad (4.28)$$

$$\frac{\partial u_I}{\partial t} = -v_H \frac{\partial u_I}{\partial x}. \quad (4.29)$$

Ha a hullám eléri a fűrószár végét, akkor a véglap keresztmetszetének sebességét a haladó és a visszaverődő hullám sebességének szuperpozíciója szolgáltatja:

$$v(x, t) = \frac{\partial u_I}{\partial t} + \frac{\partial u_R}{\partial t}. \quad (4.30)$$

A (4.28) és (4.29) alapján a véglap keresztmetszetének sebessége az ott fellépő alakváltozással is felírható:

$$v(L, t) = \frac{\partial u(L, t)}{\partial t} = -v_H \frac{\partial u_I}{\partial x} + v_H \frac{\partial u_R}{\partial x}. \quad (4.31)$$

A (4.31) összefüggést megszorozva  $\frac{AE}{v_H}$ -val, a következő írható:

$$\frac{AE}{v_H} v(L, t) = -AE \frac{\partial u_I(L, t)}{\partial x} + AE \frac{\partial u_R(L, t)}{\partial x}. \quad (4.32)$$

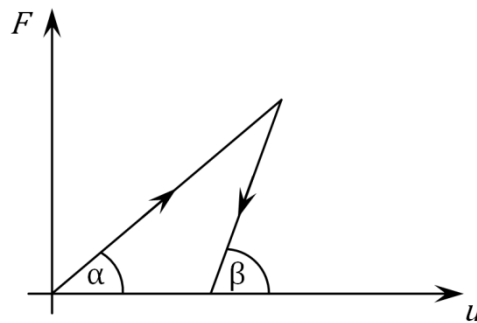
Vezessük be az impedanciát a  $z = \frac{AE}{v_H}$  értelmezés szerint. A (4.16) Hook törvényt figyelembe véve a következő egyenletet kapjuk:

$$Zv(L, t) = -N_I + N_R. \quad (4.33)$$

Egy további egyenlet származtatható a dinamikai peremfeltételből, amely a fallal való érintkezésnél érvényes. A fűrészárban a falnál ébredő reakcióerő egyenlő a két hullámból származó rúderő szuperpozíciójával:

$$N_I(L, t) + N_R(L, t) = F(t). \quad (4.34)$$

A fal rugalmas-képlékeny viselkedésére, azaz az  $F$  reakcióerő anyagtörvényére a 4.18. ábrán szemléltetett viselkedést tételezzük fel [64].



4.18. ábra: A fűrészár-közet anyagmodell

Megjegyezzük, hogy a felterhelési szakasz képlékeny, a tehermentesítés rugalmas. A legkisebb erő hatására is a hegy a falon képlékeny alakváltozást hoz létre.

Az anyagtörvényt a felterhelési és tehermentesítési függvény meredekségével jellemezzük, ahol a  $k_{pl}$  és  $k_e$  a rugalmas és képlékeny merevséget jelöli:

$$k_{pl} = \tan \alpha, \quad (4.35)$$

$$k_e = \tan \beta. \quad (4.36)$$

A reakcióerő a felterhelésnél  $F = k_{pl} \cdot u(L, t)$  képlettel fejezhető ki, amelyet idő szerint deriválva a következő kifejezést kapjuk:

$$\frac{dF}{dt} = k_{pl} \cdot v, \quad v > 0. \quad (4.37)$$

Hasonló összefüggés írható fel a tehermentesítésre:

$$\frac{dF}{dt} = k_e \cdot v, \quad v < 0. \quad (4.38)$$

Behelyettesítve a (4.37) egyenletbe a (4.33) összefüggést, a következőt kapjuk:

$$\frac{dF}{dt} = k_{pl}(-N_i + N_R) \frac{1}{Z}. \quad (4.39)$$

Felhasználva a (4.34) egyenletet, elvégezve az átalakításokat az alábbi differenciálegyenlet adódik:

$$\frac{dF}{dt} + \frac{F \cdot k_{pl}}{Z} = -\frac{2N_i}{Z}. \quad (4.40)$$

Ez a differenciálegyenlet tartalmazza a fűrőszár végén, a falnál fellépő erőt és a haladó hullámból származó rúderőt, amelyek közötti összefüggés határozza meg az ütés impulzusából a közet megmunkálására jutó erőt. Az egyenlet megoldása analitikus úton is előállítható.

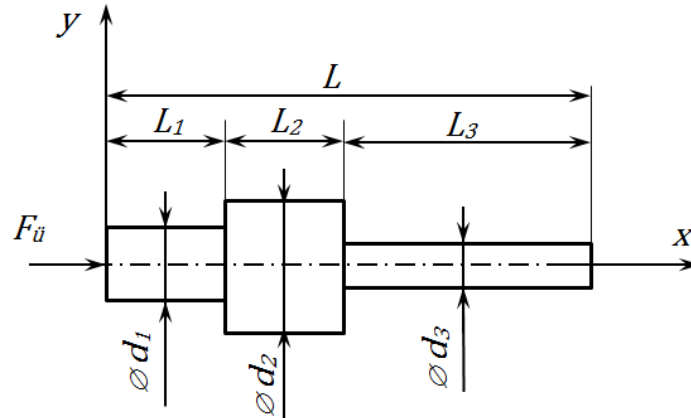
Az  $F_{(0)} = 0$  homogén kezdeti feltételből indulunk ki, így a (4.40) egyenlet partikuláris megoldása írható a konvolúciós integrál vagy Faltung-tétele alapján:

$$F(t) = -\frac{2}{Z} \int_0^t e^{-\frac{k_{pl}}{Z}(t-\tau)} N_i(\tau) d\tau = -\frac{2}{Z} \int_0^t e^{\frac{k_{pl}}{Z}(\tau-t)} N_i(\tau) d\tau. \quad (4.41)$$

Egy homogén prizmatikus rúdban, egy impulzus hatására kialakult és a rúd mentén végighaladó hullámra, és a rúd végén létrejött erőhatásra Lundberg [63] hasonló összefüggést talált. A [63]-ben publikáltak szerint, ezen összefüggés alapján, a rúd végén kialakuló munkavégző impulzus legnagyobb értéke exponenciálisan változó beeső impulzus alakkal érhető el. Esetünkben az ütfűrőgép ütőtárcsája által létrehozott, a 4.13. ábrán látható impulzus alakját konstrukciósan nehéz befolyásolni.

### 4.2.3 A hullámegyenlet végeelemes vizsgálata

A továbbiakban a hullámterjedés hatását vizsgáljuk az ütfűrás hatékonyságára a szakaszonként állandó rúdban (4.19. ábra)



4.19. ábra: A szakaszonként állandó keresztmetszetű rúd

Ehhez állítsuk elő a (4.21) hullámegyenlet végeelemes leírásához szükséges egyenleteket! A (4.21) hullámegyenletet megszorozva  $\delta u(x)$  virtuális elmozdulással és integrálva a rúd térfogatán az alábbi egyenletet kapjuk [83]:

$$\int_0^L \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \delta u A dx - \int_0^L v_H^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \delta u A dx = 0. \quad (4.41)$$

Alkalmazva a parciális deriválás szabályait a következő alakot kapjuk:

$$\int_0^L \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \delta u A dx - \left[ v_H^2 A \frac{\partial u}{\partial x} \delta u \right]_0^L + \int_0^L v_H^2 \frac{\partial u}{\partial x} \delta u' A dx = 0, \quad (4.42)$$

ahol  $\delta u'$  az elmozdulás variációjának hely szerinti deriváltja. A rúd két végén értelmezett peremfeltételeket kifejtve kapjuk, hogy:

$$\int_0^L \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \delta u A dx + \int_0^L v_H^2 \frac{\partial u}{\partial x} \delta u' A dx = v_H^2 A \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_L \delta u(L) - v_H^2 A \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_0 \delta u(0). \quad (4.43)$$

A rúd szabad végén a peremfeltétel  $\frac{\partial u}{\partial x}\Big|_L = 0$ . A rúd  $F$  erővel terhelt végén a peremfeltétel

$$\frac{\partial u}{\partial x}\Big|_L = \frac{F}{AE}$$

A (4.43) egyenlet a hullámegyenlethez rendelt gyenge alak, vagy más néven a virtuális munka elvének variációs alakja. Ez szolgál a végeelemes számítás alapjául.

#### 4.2.4 A végeelemes diszkretizáció

A vizsgált tartományt osszuk fel összesen  $n^e$  számú két csomópontú véges elemre! Az elmozdulást elemenként lineárisan approximáljuk:

$$u^e(\xi) = \left(1 - \frac{\xi}{L^e}\right) u_i + \frac{\xi}{L^e} u_j = \begin{bmatrix} 1 - \frac{\xi}{L^e} & \frac{\xi}{L^e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ u_j \end{bmatrix}, \quad (4.44)$$

ahol  $\xi$  a rúdelemhez kötött lokális koordináta,  $L^e$  a rúdelem hossza,  $u_i$  és  $u_j$  a rúdelem végpontjának elmozdulása, (csomóponti elmozdulás).

A (4.44) kifejezés hely szerinti deriváltja:

$$\frac{\partial u^e(\xi)}{\partial \xi} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L^e} & \frac{1}{L^e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ u_j \end{bmatrix}. \quad (4.45)$$

Vezessük be az alábbi jelöléseket:

$$\mathbf{N}^e(\xi) = \begin{bmatrix} \left(1 - \frac{\xi}{L^e}\right) & \frac{\xi}{L^e} \end{bmatrix}, \quad (4.46)$$

$$\mathbf{B}^e(\xi) = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L^e} & \frac{1}{L^e} \end{bmatrix}, \quad (4.47)$$

$$\mathbf{q}^e = \begin{bmatrix} u_i \\ u_j \end{bmatrix}, \quad (4.48)$$

ahol  $\mathbf{N}^e(\xi)$  a végeelem approximációs mátrixa,  $\mathbf{B}^e(\xi)$  a végeelem elmozdulás-alakváltozás mátrixa, és  $\mathbf{q}^e$  az elem csomóponti elmozdulás vektora.

Feltételezzük, hogy az elem pontjainak gyorsulása a csomóponti gyorsulásokkal fejezhető ki, a következő alakban:

$$\frac{\partial^2 \mathbf{u}^e(\xi)}{\partial t^2} = \begin{bmatrix} \left(1 - \frac{\xi}{L^e}\right) & \frac{\xi}{L^e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_i \\ \ddot{u}_j \end{bmatrix}. \quad (4.49)$$

Továbbá az elmozdulás és deriváltjának variációját kifejezhetjük a csomópontok elmozdulásának variációjával:

$$\delta \mathbf{u}^e(\xi) = \begin{bmatrix} \left(1 - \frac{\xi}{L^e}\right) & \frac{\xi}{L^e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta u_i \\ \delta u_j \end{bmatrix}, \quad (4.50)$$

$$\delta \mathbf{u}^{e'(\xi)} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L^e} & \frac{1}{L^e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta u_i \\ \delta u_j \end{bmatrix}, \quad (4.51)$$

ahol  $\delta u_i$  és  $\delta u_j$  a csomóponti elmozdulások variációja.

A (4.46), (4.47) és (4.48) szerint bevezetett jelöléseket alkalmazva, behelyettesítve a (4.44), (4.45), (4.49), (4.50) és (4.51) kifejezéseket a (4.43) egyenletbe kapjuk a hullámegyenlet diszkrétizált alakját:

$$\sum_{e=1}^{n_e} \delta \mathbf{q}^{eT} \int_0^{L^e} \mathbf{N}^{eT}(\xi) \mathbf{N}^e(\xi) A^e d\xi \ddot{\mathbf{q}}^e + \sum_{e=1}^{n_e} \delta \mathbf{q}^{eT} \int_0^{L^e} \mathbf{B}^T(\xi) v_H^2 \mathbf{B}(\xi) A^e d\xi \mathbf{q}^e = \frac{F(t)}{A\rho} \delta u_1. \quad (4.52)$$

Alkalmazva a végelem módszer szokásos összegzési sémáját, az alábbi mátrixegyenletet kapjuk:

$$\delta \mathbf{q}^T [\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q}] = \frac{F(t)}{A\rho} \delta u_1, \quad (4.53)$$

ahol  $\mathbf{q}$ ,  $\ddot{\mathbf{q}}$ ,  $\delta \mathbf{q}$  a szerkezet csomóponti elmozdulásainak, gyorsulásainak és az elmozdulások variációjának oszlopvektora. A szerkezet általánosított tömegmátrixa

$$\mathbf{M} = \sum_{e=1}^{n_e} \int_0^{L^e} \mathbf{N}^{eT}(\xi) \mathbf{N}^e(\xi) A^e d\xi, \quad (4.54)$$



A szerkezet általánosított merevségi mátrixa

$$\mathbf{K} = \sum_{e=1}^{n_e} \int_0^{L^e} \mathbf{B}^T(\xi) v_H^2 \mathbf{B}(\xi) A^e d\xi. \quad (4.55)$$

A (4.53) egyenletben a csomóponti elmozdulások variációi tetszőlegesen, ezért az

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f} \quad (4.56)$$

mátrixegyenlet érvényes, ahol  $\mathbf{f}^T = \left[ \frac{F(t)}{A\rho} \ 0 \ \dots \ \dots \ 0 \right]$  a szerkezet terheléseinek oszlopvektora.

A (4.56) mozgásegyenlet numerikus megoldására a trapéz módszert alkalmazzuk:

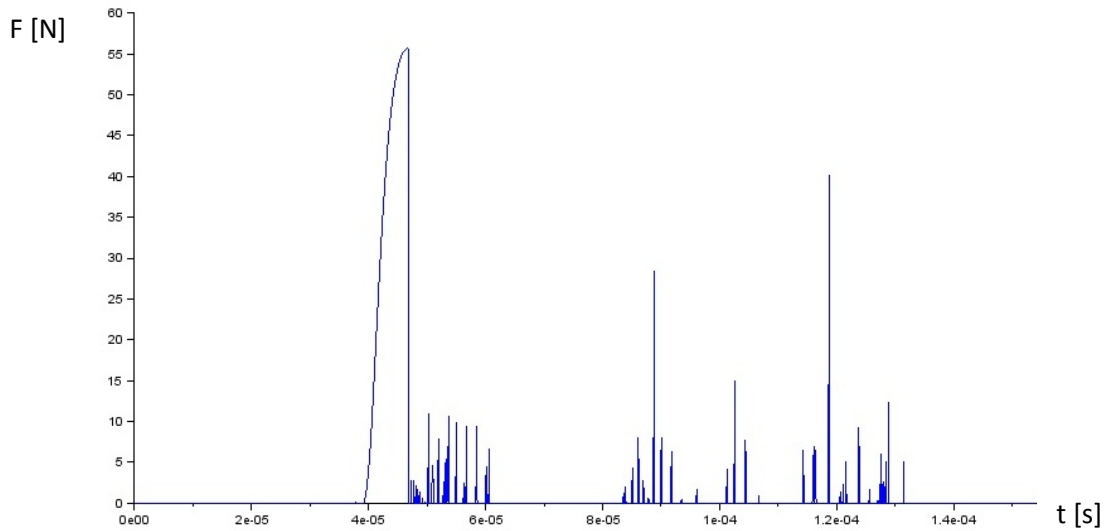
$$\dot{\mathbf{q}}(t + \Delta t) = \dot{\mathbf{q}}(t) + \frac{\Delta t}{2} [\ddot{\mathbf{q}}(t + \Delta t) + \ddot{\mathbf{q}}(t)], \quad (4.57)$$

$$\mathbf{q}(t + \Delta t) = \mathbf{q}(t) + \Delta t \cdot \dot{\mathbf{q}}(t) + \frac{(\Delta t)^2}{4} [\ddot{\mathbf{q}}(t + \Delta t) + \ddot{\mathbf{q}}(t)]. \quad (4.58)$$

A (4.57) és (4.58) kifejezéseket behelyettesítve a (4.56) egyenletbe, a  $t + \Delta t$  időpontban az ismeretlen gyorsulás kifejezhető:

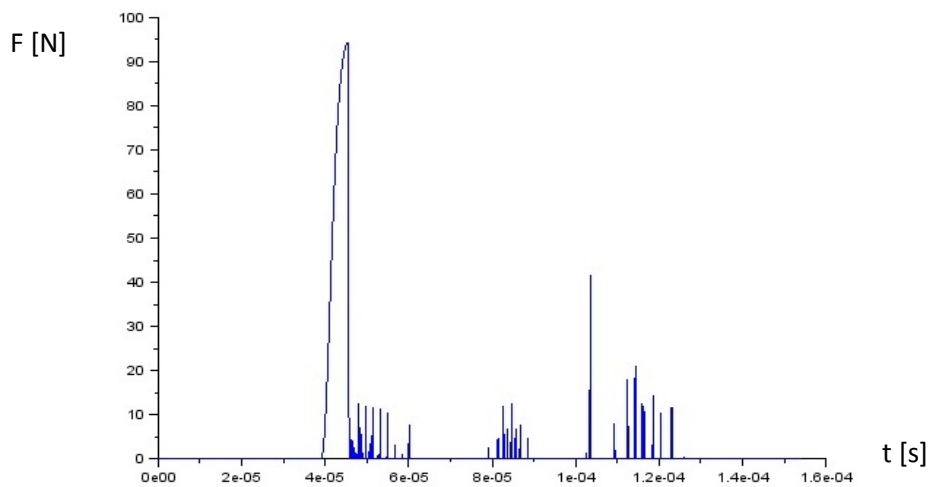
$$\left[ \mathbf{M} + \frac{(\Delta t)^2}{4} \mathbf{K} \right] \ddot{\mathbf{q}}(t + \Delta t) = \mathbf{f}(t + \Delta t) - \mathbf{K} \left[ \mathbf{q}(t) + \Delta t \cdot \dot{\mathbf{q}}(t) + \frac{(\Delta t)^2}{4} \ddot{\mathbf{q}}(t) \right]. \quad (4.59)$$

Ennek meghatározása után a (4.57) és (4.58) kifejezések alapján kifejezhető az ismeretlen sebesség és elmozdulás. A fenti eljárást időlépésenként elvégezve az időtartományban, előállítható a csomóponti elmozdulások időfüggvénye, azaz a hullám terjedése a rúdban. Az említett számításra Scilab szoftvert készítettem [M3]. A szoftver segítségével a 4.19. ábrán vázolt szakaszonként állandó keresztmetszetű szerkezetben terjedő longitudinális hullámok terjedése vizsgálható különböző geometriai és impulzus nagyságok mellett. A geometriai, tömeg és anyagjellemzők megadása után beállítható az ütést létrehozó gép sebessége és az ütközési idő, azaz az impulzus nagysága. Eredményként a feltételezett fűrőszár csúcán létrejövő impulzus nagysága és időbeli lefutása kerül rögzítésre.



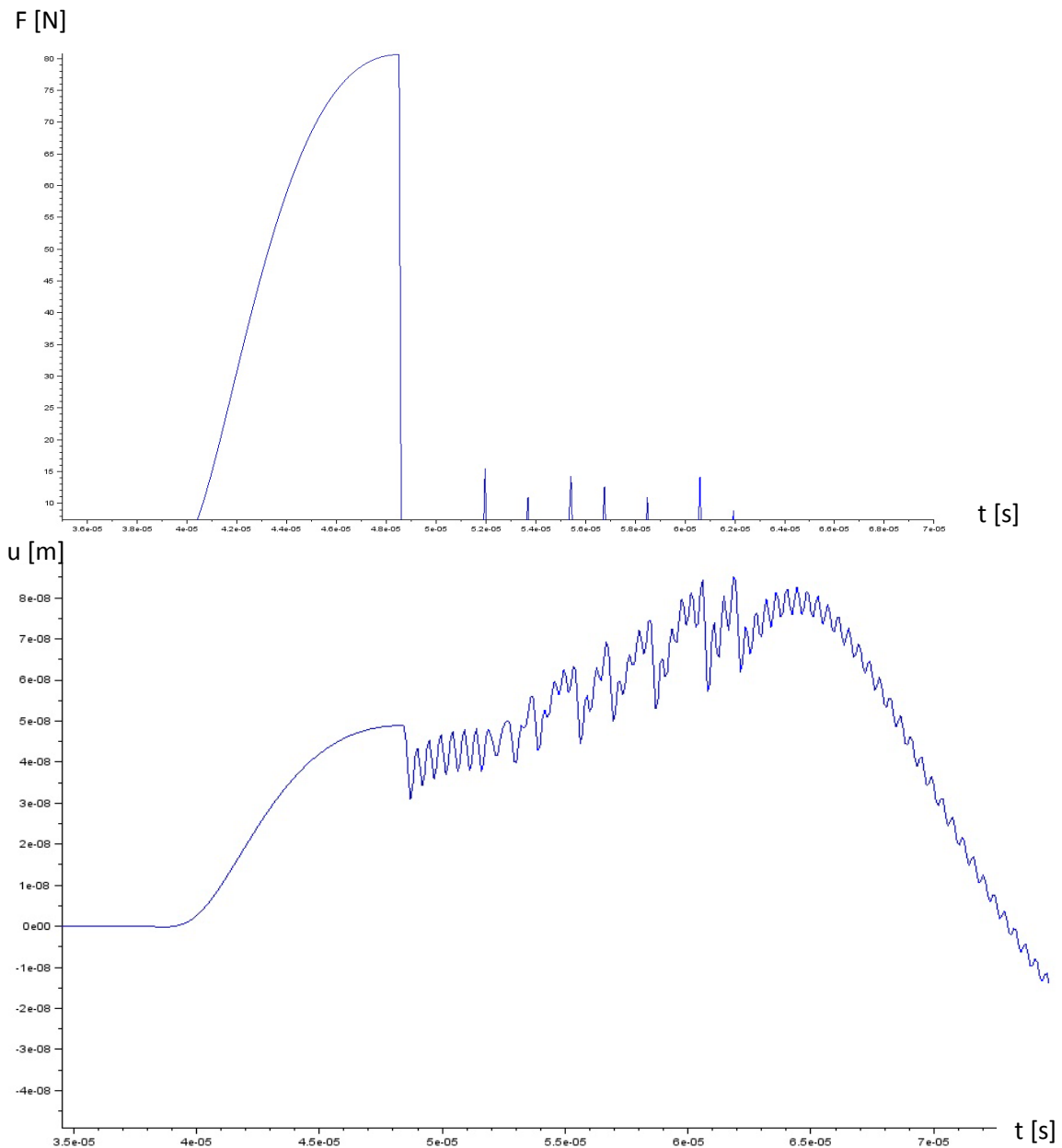
4.20. ábra: Számított ütési impulzus ( $m_t=0,2\text{kg}$ )

A 4.20. ábrán jól látható, hogy a fűrészár csúcsán mérhető kontakterő, amely a közet alakítását végzi a domináns első impulzus. Ennek nagysága és időbeli lefutása okoz valódi alakító munkát. A szoftver alkalmas a longitudinális hullámok grafikus megjelenítésére, a vizsgált időtartományban. A beérkező impulzus a kihajtó tengelyen végighalad, de a keresztmetszet változás és a lengő tömeg miatt számos reflexió jön létre. A többszörösen visszaverődő és a lengő tömeget felgyorsító hullámok az energia szóródását okozzák, így csökkentik a fűráshoz szükséges impulzusok nagyságát. A 4.20. ábrán látható eredmény számítását elvégeztem a tokmány tömegének felére csökkentésével. Az eredmény a 4.21. ábrán látható. Az első impulzus nagysága hozzávetőlegesen 40%-al nőtt meg.



4.21. ábra: Számított ütési impulzus ( $m_t=0,1\text{kg}$ )

Ez alapján azt a következtetést vonhatjuk le, hogy a tokmány tömegének csökkentésével jelentős hatékonyság növekedést lehetne elérni. Meg kell jegyeznünk, hogy a tokmány tömege erősen függ annak konstrukciójától, korlátlanul nem befolyásolható, de a tervezés során, mint szempont figyelembe vehető. A domináns impulzus lecsengése után számos kisebb ütések is bekövetkeznek, azonban ezeknek nincs alakító hatása, mivel időtartamuk elhanyagolható.

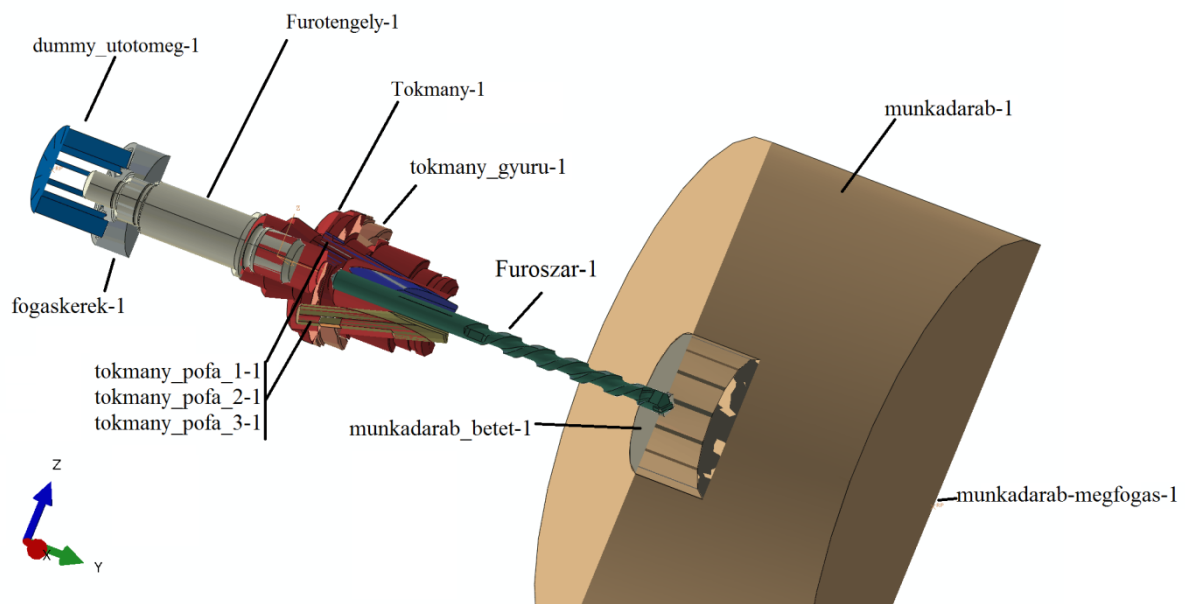


4.22. ábra: Számított ütési impulzus és elmozdulás a fűrészár csúcspontján

A fűrészár csúcsán tapasztalt elmozduláson is jól látható, a fűrészárban reflektálódó hullámoknak a domináns impulzusra gyakorolt hatása.

#### 4.2.5 Az 1 dimenziós modell ellenőrzése 3 dimenziós végelelem modellel

A 4.2.4 fejezetben bemutatott egyszerűsített végelelemes modellt az Abaqus kereskedelmi szoftverrel hitelesíttem. A vizsgált modell a fűrőgép fogaskerekét, fűrőtengelyét, a tokmány testet, a tokmány pofákat, tokmány gyűrűt a fűrészárat tartalmazza. A modell geometriáját a 4.23. ábra mutatja be. A szoros illesztéssel rendelkező és menetes felületeken, kapcsolt érintkezést állítottam be, azaz ezeken a felületeken a két alkatrész együtt működik. Az erő átadás folytonos. A fűrészár a tokmánytest furatban felültközik, közöttük egyoldalú kényszerít állítottam fel. A tokmány pofák szintén mereven kapcsolódnak a fűrészárhoz és a tokmánytesthez, a köztük fellépő megcsúszást és súrlódást a vizsgálatban elhanyagoltam. A szerkezet megtámasztásához egy nagy tömegű testet modelleztem, melynek a már ismertett beton anyagjellemzőket állítottam be. A munkadarab ellentétes oldalán található felületét rögzítettem. A fűrészárral érintkező területet és annak környékét nagyobb sűrűségű hálózással láttam el. A impulzus átadásához egy ütőtömeget modelleztem, melynek az előző alfejezethez hasonlóan egy kezdő sebességet és tömeget írtam elő. Ez utóbbi a modellezett PSB 650 RE gép tömegével egyenlő. A kezdő sebességet a gyorskamerás felvételeken tapasztalt elmozdulás és a rezgés frekvenciája alapján írtam elő.



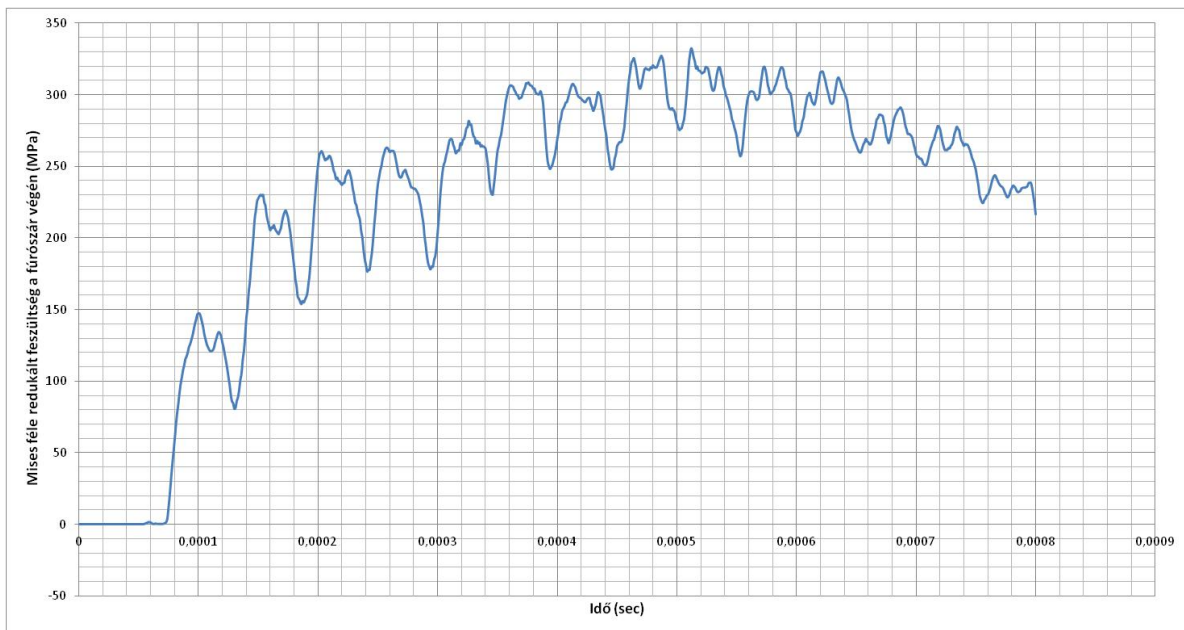
4.23. ábra: Az ütő mechanizmus vizsgált modellje

Az alkatrészek anyaga acél, melyek rugalmassági modulusa  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$ , a Poisson tényező értéke  $\nu = 0,3$ . Az alkatrészek sűrűsége  $\rho = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ .

Alkatrész	Elem típus	Elemek száma	Elem méret ( mm )
Fúroszar-1	C3D10M	20944	1
Fúrotengely-1	C3D10M	9113	2
Tokmány-1	C3D10M	21513	2
dummy_utotomeg-1	R3D4	1867	1
fogaskerek-1	C3D10M	12629	2
munkadarab-1	C3D10M	17624	5
munkadarab-megfogas-1	R3D4	910	5
munkadarab_betet-1	C3D10M	31040	1
tokmany_gyuru-1	C3D10M	4779	2
tokmany_pofa_1-1	C3D10M	8968	1
tokmany_pofa_2-1	C3D10M	8963	1
tokmany_pofa_3-1	C3D10M	9144	1

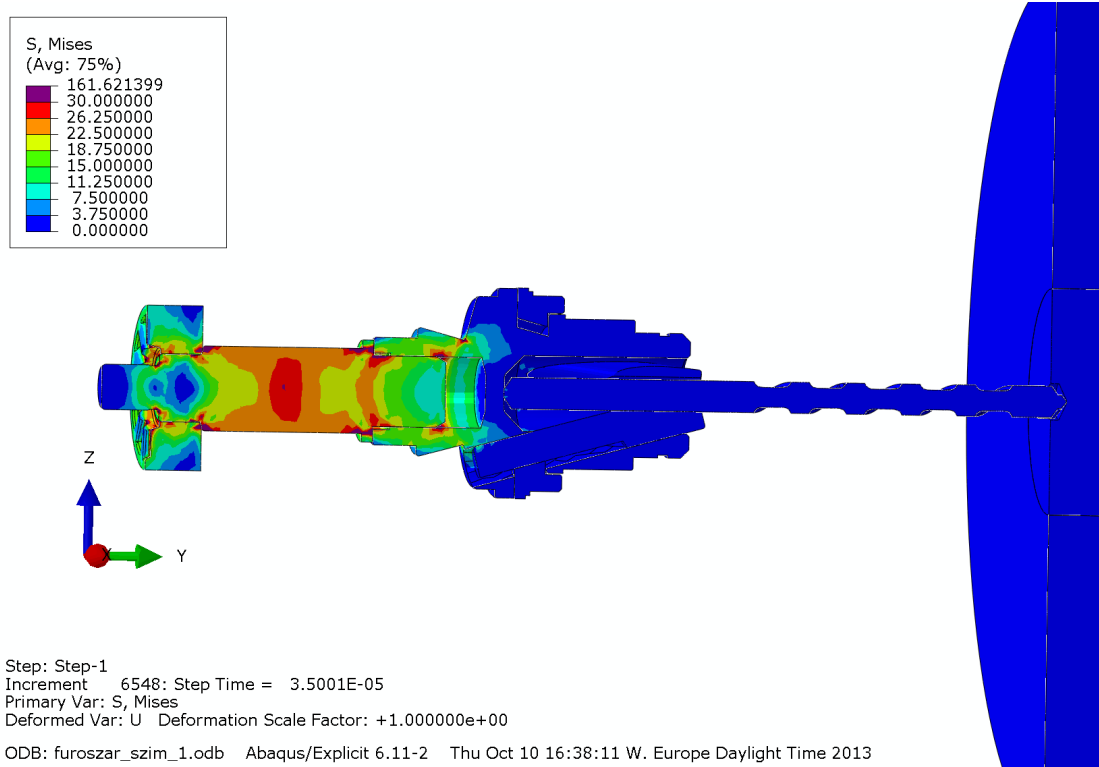
4.24. táblázat: Az alkalmazott elem beállítások

A kiválasztott képlékeny elem típus: C3D10M (10 csomópontú, módosított másodrendű tetrahedron elem). Kétféle merev test elemet alkalmaztam: a 4 csomópontú R3D4 lineáris négyszögletű elemet és a 3 csomópontú R3D3 lineáris háromszögelemet. A modell összesen 225417 csomópontot és 147494 elemet tartalmazott. Az integrálás időlépése  $\Delta t = 5 \cdot 10^{-9} \text{sec}$  volt. Az elemeken tömegskalázást alkalmaztam. A mintavételezési idő:  $1 \cdot 10^{-6} \text{sec}$ .



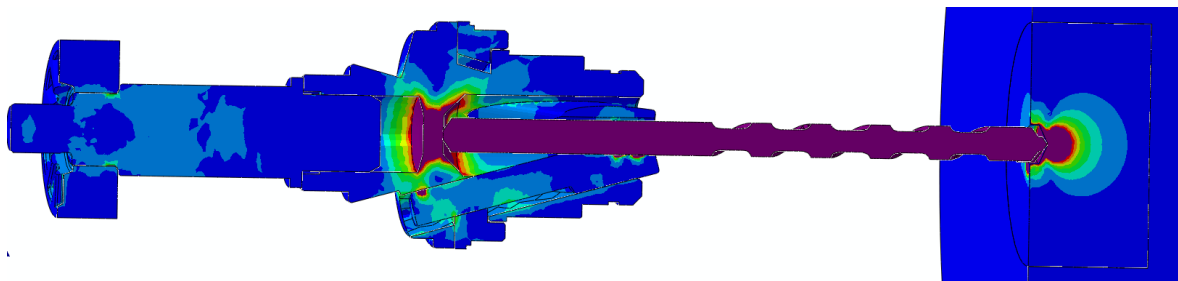
4.25. ábra: Redukált feszültség a fúroszár végén található csomópont közelében

Az impulzusterjedés a végeleemes szimuláción látványosan követhető, az előző alponban kifejtett fizikai jelenség megfigyelhető.



4.26. ábra: Az impulzus terjedés pillanatképe, a redukált feszültséggel megjelenítve a folyamat kezdetén

A valós geometriát reprezentáló tokmány modellen jól látható, hogy az impulzus első sorban a fűrószár véglapján adódik át. A fűrószár palástján a tokmány pofáról szinte elhanyagolható az impulzus közvetítése.



4.27. ábra: Az impulzus terjedés pillanatképe, a redukált feszültséggel megjelenítve a folyamat második szakaszában

A feszültségcsúcs a tokmány furatának feneke és a fúrószár vége környékén lép fel. A tokmány többi része gyengíti az impulzusátadás egyidejűségét, fázis eltolódással továbbítja az impulzust.

A reflektálódó hullám hatásának jellege jól egyezik a 4.2.4. fejezetben ismertetett modell eredményével. (4.22. és 4.25. ábra)

A szimuláció időtartamának korlátja miatt a számítás az első impulzus lefutására korlátozódott. Az eredmény alapján megállapítható, hogy a domináns impulzus terjedése közben a fúrószár vége és a tokmány között reflektálódó hullámok az impulzus lefutásán egyenetlenséget hoznak létre, amely a hatékonyságot csökkenti.

## **5. A kutatás során végzett kísérletek és mérések**

### **5.1. Fúrási hatékonyság vizsgálata**

A vizsgálat célja egy ismert ütfúrógépnél, a nyomóerő és a fordulatszám hatékonyságra gyakorolt hatásának megmérése volt.

A kéziszerszámokat vizsgáló intézetek [81], az ütfúrás hatékonyságának összehasonlítása során a fúrási sebességet vizsgálják. Egy adott átmérőjű fúrószárral, adott mélységbe, szabványos betonba [80] végzett ütfúrás időtartamát mérik. A vizsgálatainknál ugyanezen módszert választottam. Az adott ütfúrógép az elérhető modellek közül, az egysebességű, elektronikus fordulatszám szabályzással ellátott PSB 750 RCE típusú gép volt, mivel egyedül ennél a típusnál állítható be a nyomóerőtől független, stabil fordulatszám. A kísérlet alatt a fúráshoz szükséges nyomóerőt és a gép vezetését emberi erő szolgáltatta, mivel ez tükrözi legjobban a valós használat körülményét. A fúró erő közel állandó értéken való tartását egy ipari mérlegen állva a mért súly megfigyelésével biztosítottam. A beállított fordulatszámot stroboszkópos fordulatszám mérővel mértem. A fúráshoz szükséges időt stopperrel rögzítettem.



A fúrást  $d = 6\text{mm}$  átmérőjű Bosch Silver Percussion CYL-3 típusú fűrőszárral végeztem  $40\text{mm}$  mélységig. A súlyméréshez Bizerba D-72301, Balingen típusú ipari mérleget használtam. (Gysz.:02094441, OMSZ: TH7920/4/2001) A fúrási időt Manhart 1882 Prizma 200 típusú stopperrel mértem. A stroboszkópos fordulatszám-mérő típusa: Drelloscop 3009, SN 1303A0308.

Fordulatszám (1/min)	Nyomóerő (N)						
	100	150	200	250	300	350	400
2735	1,25	1,43	1,90	5,00	5,71	8,00	8,00
2455	2,22	1,38	3,33	6,67	8,00	8,00	8,00
2159	2,11	2,50	3,08	5,71	5,71	5,71	5,71
1886	1,38	1,90	3,08	4,00	4,44	4,44	4,00
1679	0,42	1,48	2,22	3,33	4,00	3,33	4,00
1414	0,35	0,89	1,74	3,33	3,33	2,00	3,08
1206	0,33	0,63	0,85	2,67	2,11	1,67	1,74

5.1. táblázat: Ütvefúrási sebesség ( $v_f$ ) mérés eredménye [mm/sec]

Az egyes fordulatszám-nyomóerő mérési pontokon 10 db furat fúrási idejének átlagát vettem. A jelentősen eltérő fúrási időknél ismételt mérést végeztem. Az eredményeket az 5.1. táblázat tartalmazza. A fúrási sebesség nagy nyomóerő és fordulatszám mellett a legmagasabb, a tartomány további részén a fúrási sebesség egy nyeregfelületet alkot (4.11. ábra).

## 5.2. Nagysebességű kamerás felvételek

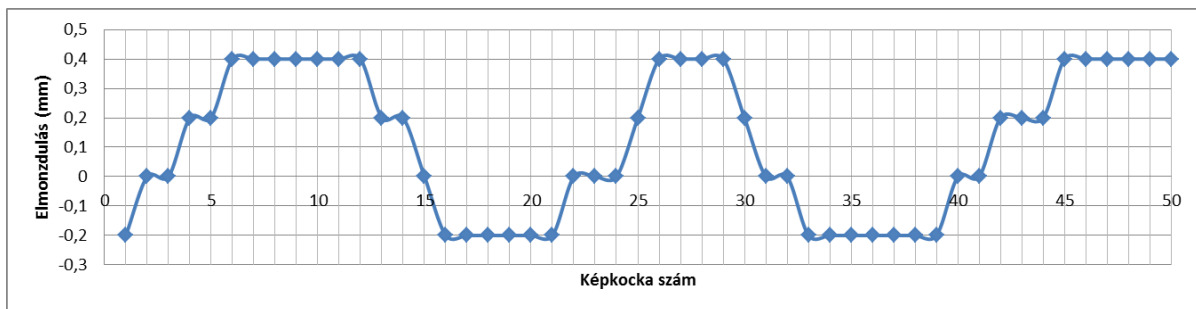
Az ütvefúrás során lejátszódó mozgások tanulmányozására, betonfúrás közben nagysebességű kamerás felvételeket készítettem.



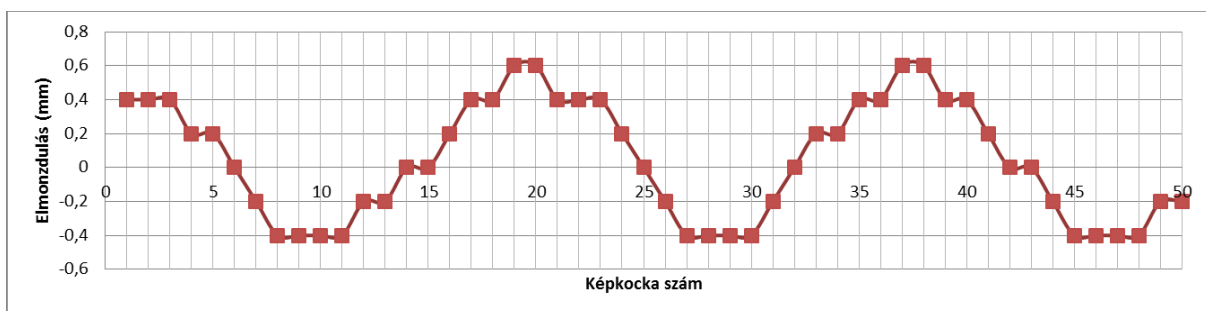
5.2. ábra: Nagysebességű kamerás felvétel pillanatképe

A vizsgálatot 5.1. alfejezetben leírt berendezések segítségével végeztem PSB 750 RCE típusú géppel. A gép burkolata az 5.2. ábrán látható módon megnyitásra került a hajtómű láthatóvá tétele érdekében. A felvételt Olympus i-speed LT típusú nagysebességű kamerával készítettem 2000 kép/sec sebességgel.

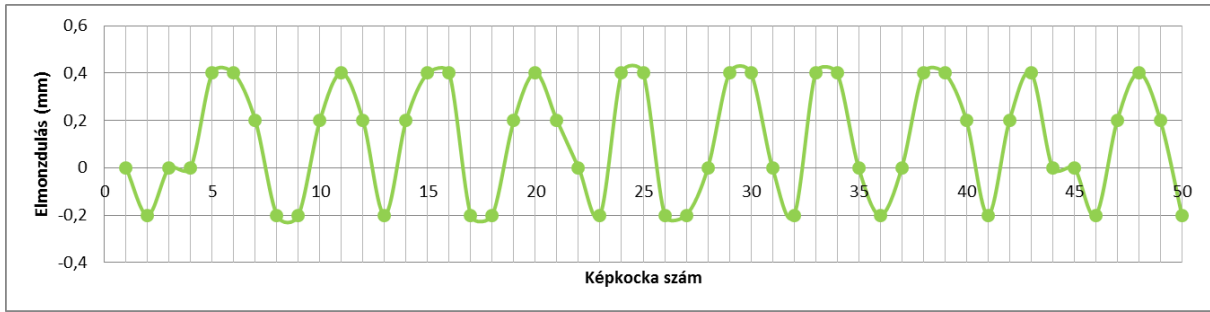
A megfigyelt mozgások számszerű kiértékelhetősége céljából az elkészült felvételt képkockákra bontottam, majd egy beazonosítható pont pixelszámának változását rögzítettem a lengés néhány periódusa alatt. A felvételekről készült képkockák egyes pixeleinek távolsága 0,2 mm. A különböző nyomóerők és fordulatszámok mellett tapasztalt lengések az 5.3.-5.8. ábrákon láthatók. A módszerrel nyert vizsgálati adatok alkalmasak a lengések periódusidejének és a lengés amplitúdójának közelítő meghatározására. Ezen információk alapján határoztam meg a 4.1.2. alfejezetben ismertetett mechanikai modell merevségi és csillapítási paramétereit.



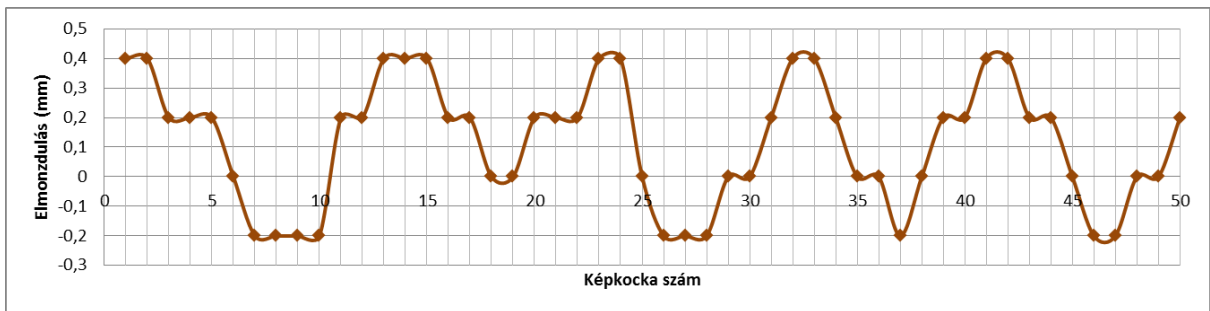
5.3. ábra: Nagysebességű kamerás lengéskép ( $F_n=100N$ ,  $n=2159$  1/min)



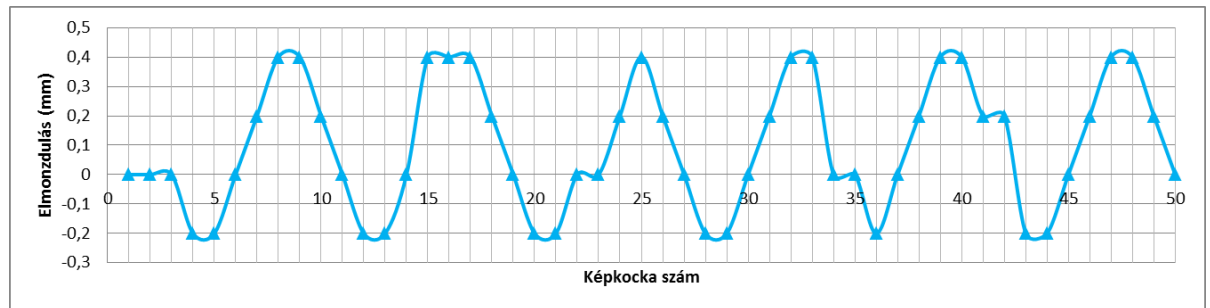
5.4. ábra: Nagysebességű kamerás lengéskép ( $F_n=100N$ ,  $n=1206$  1/min)



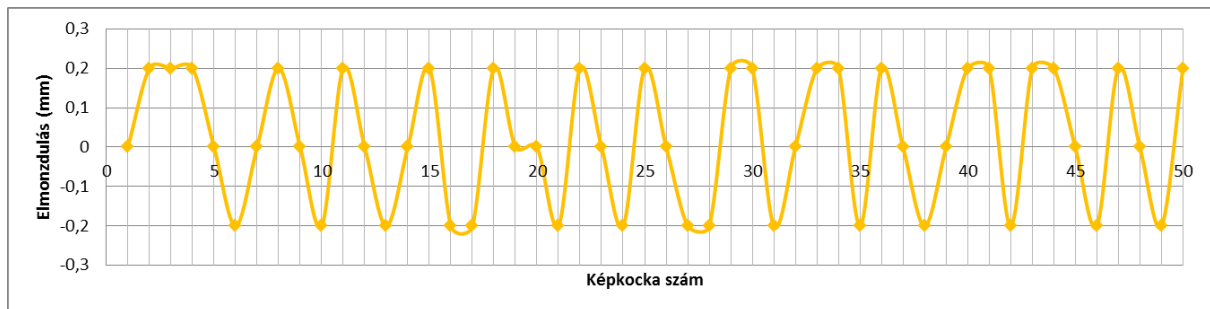
5.5. ábra: Nagysebességű kamerás lengéskép ( $F_n=200\text{ N}$ ,  $n=2734\text{ 1/min}$ )



5.6. ábra: Nagysebességű kamerás lengéskép ( $F_n=200\text{ N}$ ,  $n=2159\text{ 1/min}$ )



5.7. ábra: Nagysebességű kamerás lengéskép ( $F_n=300\text{ N}$ ,  $n=2734\text{ 1/min}$ )



5.8. ábra: Nagysebességű kamerás lengéskép ( $F_n=300\text{ N}$ ,  $n=1206\text{ 1/min}$ )

### 5.3. Zajvizsgálati eredmények

A RBPT fejlesztési osztályának lehetőségeit kihasználva, az ütfúrás során fellépő rezgések vizsgálatának céljából zajmérést végeztem. A mérést a RBPT hivatalos jóváhagyási mérésekre alkalmas süketszobájában végeztem a szerszámgépek EN 60745 szabvány szerinti vizsgálatához használt berendezéseivel.

A géppel a szobában az 5.1. fejezetben leírt berendezések segítségével mértem a nyomóerőt és a fordulatszámot. A fúráshoz használt beton, gép és fúrószár azonos volt. A zajmérést a következő típusú berendezésekkel végeztem: Brüel&Kjær 3032A erősítő, Brüel&Kjær 4190-C-001 mikrofon. A jelfeldolgozáshoz Brüel&Kjær Pulse Labshop 11.2 szoftvert használtam. A fúrási művelet stabilizálódott szakaszában egy kb. 2 másodperces felvétel készült, melyből a szoftver előállította a jel spektrum analízisét. A mérés eredményeit az M4. melléklet tartalmazza.

Az eredmények vizsgálata után az alábbi megállapításokat tehetjük: A gép a nyomóerőtől és fordulatszámától függetlenül az esetek többségében kibocsát egy  $f_z = 900 \text{ Hz}$  frekvenciájú zajt. Mivel ez a zaj számos esetben megjelenik, ezért arra következtethetünk, hogy a fúrószár, mint rugó és a gép tömege által alkotott egyszabadságfokú rezgő rendszer sajátfrekvenciája. Az alkatrész  $k$  merevségének beazonosítására végezzük el az alábbi ellenőrző számítást.

$$k = \frac{AE}{l}, \quad (5.1)$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (5.2)$$

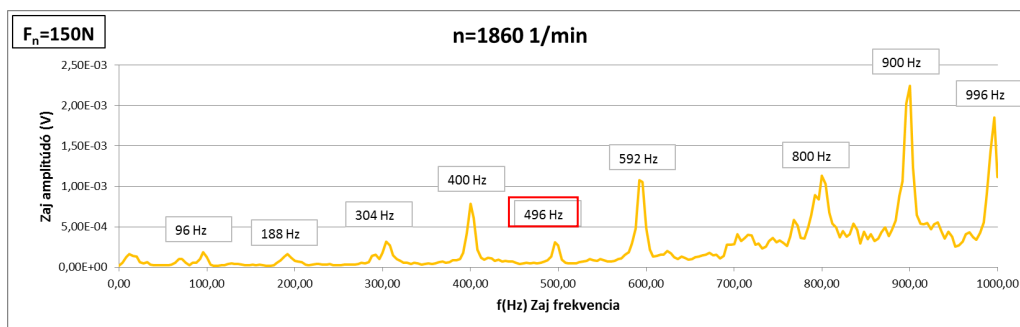
ahol  $A$  a fúrószár keresztmetszete,  $l$  a hosszúsága, és  $E$  a rugalmassági modulusa. Az 5.2. képletben  $f_r$  a rendszer sajátfrekvenciája, és  $m$  a gép lengő tömege. Hengeres alkatrészt feltételezve, és annak átmérőjét kifejezve a következőt kapjuk:

$$d = \sqrt{\frac{16 \cdot l \cdot f_r^2 \pi \cdot m}{E}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 0,1 \cdot 900^2 \cdot \pi \cdot 1,8}{2 \cdot 10^5}} = 6,05 \text{ mm}. \quad (5.3)$$

A fúrószár geometriájára  $l=100\text{mm}$  hosszúság és  $d=6\text{mm}$  átmérő adódott, amely jó egyezést mutat a mérésnél alkalmazott mintadarabbal.

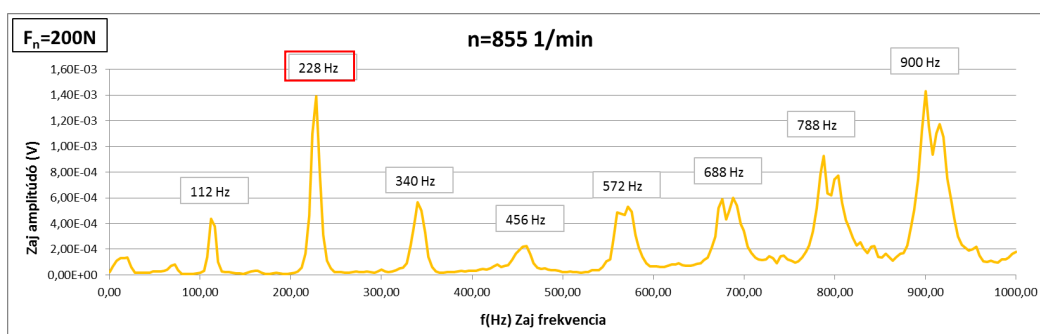
Jellemező, hogy a gyorskamerán felismert  $f_z = 100 \text{ Hz}$  körüli rezgés is rendre megjelenik, amely valószínűsíthetően a műanyag ház rugalmasságából és a motor viszonylag rugalmas rögzítéséből adódik. Ezen jelenséget a 4.1.2. alfejezetben ismertetett mechanikai modellben vettem figyelembe.

A spektrumok meghatározó gerjesztő rezgése az ütfűrő ütőtárcsája által keltett frekvencia. A fordulatszámok és az ütőtárcsa fogszámának ismeretében ez jól beazonosítható. Az ábrákon ezt a frekvenciát piros keret jelzi.



5.9. ábra: Ütfűrás zajspektruma

Az 5.9. ábrán látható spektrumon jól látható, hogy a gép jellemző sajátfrekvenciái megjelennek a hozzájuk tartozó felharmonikusokkal és szubharmonikusokkal együtt. Az [M4] mellékletben közölt zajspektrumokhoz hasonlóan, ha a jelölt gerjesztő frekvencia közel áll a gép sajátfrekvenciáihoz, akkor azok mindegyike megjelenik. Ez könnyen belátható, mivel a fellépő frekvenciák egymásnak közel egészszámú többszörösei.



5.10. ábra: Ütfűrás zajspektruma

Az 5.10 ábrán egy eltérő fordulatszámom és nyomóerőn mért zaj spektrumán hasonló jelenség figyelhető meg. A nagyobb nyomóerő miatt fellépő erőteljesebb ütközések miatt a gerjesztő frekvencia amplitúdója számottevően magasabb.

## 6. Összefoglalás

Az elektromos ütfúrógépek széles körben ismert kéziszerszámgépek, melyek használata mind barkácsolási mind ipari területen elterjedt. Dolgozatomban az ütfúrógépek tervezési módszereivel és eszközeivel foglalkoztam, rendszereztem konstrukciós tapasztalataimat. Megvizsgáltam az ütfúrás hatékonyságát befolyásoló konstrukciós tényezőket.

A gépek rendszerezése és fejlődésének bemutatása után ismertettem az egysebességes ütfúrógépek szerkezeti kialakítását. A szakirodalom kutatása és értékelése során összefoglaltam a klasszikus módszeres géptervezéssel foglalkozó tervező iskolákat, azok főbb állomásait, és eredményeit. Ismertettem az általam ismert vállalatoknál jelenleg használt, tervezést segítő módszerek és eszközök történeti hátterét.

Összegeztem az ütfúrógépek és általában a kéziszerszámgépek tervezési, fejlesztési folyamatát. Ismertettem a termékfejlesztés jelenleg használt támogató módszereit. Egy tervezőmérnök által használható és közérthető formában, az alkalmazás helyes időrendi sorrendjében leírtam a módszerek tartalmát, célját.

A tervezésvezetői tapasztalataim, és az elérhető szakirodalom alapján összefoglaltam az ütfúrógépek fejlesztéséhez hasznos konstrukciós ismereteimet. A problémák felvetése, a meghibásodások módja alapján ismertettem az általam ideálisnak ismert konstrukciós megoldásokat számszerű adatokkal és javaslatokkal.

Az ütfúrás hatékonyságának vizsgálata céljából létrehoztam egy egyszabadságfokú, merev mechanikai modellt az ütő mechanizmus mozgásának leírására. A rendszert leíró egyenletek segítségével kiszámítottam a befolyásoló paraméterek hatását egy konkrét konstrukció esetén. Az adatok visszaigazolására ütfúrési mérés sorozatot végeztem.

A továbbfejlesztett rugalmas mechanikai modell segítségével kimutattam a fúrás során tapasztalható, az ütfúrás frekvenciájától eltérő lengés jelenségét. A modell paramétereinek meghatározása, és az eredmények visszaigazolása céljából nagysebességű kamerás felvételeket és zajmérést végeztem. A mechanikai modell kiszámítására szoftvert írtam.

Megvizsgáltam az ütő mechanizmus geometriai sajátosságainak hatását az ütéshullám terjedésére. Ennek céljából előállítottam a hullámegyenlet végelelemes vizsgálatára alkalmas mechanikai modellt, a megoldásra programot készítettem. A program által szolgáltatott adatokat egy kereskedelmi szoftveren végzett szimulációval hasonlítottam össze.

## 6.1. Új tudományos eredmények

- T1.** Az ütfúrógép hatékonyságát befolyásoló tényezők vizsgálatára egyszabadságfokú merev mechanikai modellt dolgoztam ki, amely alkalmas az ütőmunka meghatározására. Kimutattam, hogy az ütfúrás során, a fordulatszám és a nyomóerő függvényében fogátugrás jöhet létre. Megállapítottam, hogy a sebességszabályzás nélküli gépeknél a fordulatszám esése miatt, a nyomóerő és az ütfúrás hatékonysága optimummal rendelkezik. A számítási eredmények igazolására végzett kísérletek jellegükben visszaigazolták a modellben feltételezett viselkedést.
- T2.** A fúrási hatékonyság jobb megközelítése céljából egyszabadságfokú rugalmas modellt fejlesztettem ki, amely alapján egy szimulációs szoftvert dolgoztam ki. A modell alkalmas az ütfúrás során létrejövő impulzusok nagyságának és időbeli lefutásának kiszámítására. Mérések és számítás alapján megállapítottam, hogy nagy fordulatszámok, és kis nyomóerő mellett a gép olyan lengése jön létre, melynek frekvenciája a gerjesztő ütési frekvenciától eltér. A jelenség az egymást követő impulzusok egyenetlenségét okozzák, amely hatékonyság csökkenést eredményez.
- T3.** Az ütő mechanizmusban terjedő hullám vizsgálatára végeselemes egydimenziós modellt és szoftvert dolgoztam ki. Az ütő mechanizmust szakaszonként állandó keresztmetszetű rúddal, koncentrált tömeggel modellezi. A fúrószár és a megmunkált anyag kapcsolatát lineárisan keményedő, rugalmas-képlékeny anyagtörvénnyel és egyoldalú érintkezéssel veszi figyelembe. A számítások azt mutatják, hogy a változó keresztmetszetek és a tokmány, mint lengő tömeg lehetséges csökkentése javítja az ütfúrás hatékonyságát.



## 6.2. Az eredmények hasznosítása, további célkitűzések

Az értekezés 3.1. alfejezetében leírt tervezési folyamatot és eszközöket egy különálló segédletben kívánom részletezni. Ezt személetes ábrákkal és folyamatleírásokkal ellátva egy jól használható, magyar nyelvű termékfejlesztési segédletként lehet továbbfejleszteni.

A 3.2 alfejezetben leírt következtetések alapja a számos meghibásodási jelenség, melyek az ütfúrógépek tesztelése és használata során jelentkeztek. Ezen meghibásodásokat célszerű maradéktalanul összegyűjteni, majd a különböző meghibásodási képeket lehetséges gyökér okokkal összekapcsolni. Ezen kapcsolatok egy rendszerben foglalhatók össze, melyben az információk felsorolásos, vagy mátrix formában lennének rögzítve.

Az ütő mechanizmus vizsgálatánál érdekes kutatási területnek mutatkozik a modellben leírt viselkedés különböző ütőtárcsa geometriák és fogszámok esetén. Mivel az ütfúrás során a fúroszár nyomatékkel is terhelt, a kidolgozott modellben a longitudinális hullámok mellett a fúroszárban ébredő csavaró igénybevétel hatásának vizsgálata látszik szükségesnek. Ebben az esetben a csavaró hullámok leírásához szükség van a meghajtás jellegének és a fúróhegy súrlódásának vizsgálatára is. Az ütfúrás hatékonyságának mérése a fúroszárban terjedő hullámok mérésével fejleszthető. A fúrókalapácsok ütő száraiban szokásos nyúlásmérő bélyeges mérés továbbfejlesztésre szorul, mivel az ütfúrók esetén a fúroszár forgása az ilyen jellegű mérést nem teszi lehetővé.

### 6.3. Köszönetnyilvánítás

A Miskolci Egyetem akkori Gépelemek Tanszékén, Dr. Péter József egyetemi docens javaslatára 2001-ben demonstrátorként kezdtem el az egyetemi tanulmányok mellett az iparban alkalmazott módszerekkel foglalkozni, majd 2003-tól doktoranduszként az Ő tudományos vezetése mellett folytattam munkámat. Ezúton szeretném megköszönni bátorítását, irányítását és szakmai segítségét.

Szeretnék köszönetet mondani a Sályi István Gépészeti Tudományok Doktori Iskola professzorainak, Dr. Kozák Imrének, Dr. Páczelt Istvánnak, Dr. Szeidl Györgynek és Dr. Döbröczeni Ádámnak a tanulmányaim és a tudományos munkám során nyújtott segítségért.

Köszönet illeti a Doktori Iskola vezetőjét Dr. Tisza Miklós professzor urat, aki a doktori tanulmányok végig vitelére sarkallt.

Szeretném megköszönni továbbá a Robert Bosch Power Tools Kft., fejlesztési osztályán dolgozó kollégáimnak a kutatások és vizsgálatok elkészítésében nyújtott segítséget Festő Istvánnak, Horváth Tibornak, és az osztály egykori vezetőjének, Gondos Gyulának, aki a tudományos munkát lehetővé tette.

Ezen dolgozat családom és feleségem folyamatos támogatása nélkül nem jött volna létre, ezért őket is a legőszintébb köszönet illeti.

## 7. Summary

Electric impact drills are well-known power tools. They are widely used in do-it-yourself and industrial field. In this dissertation the development methods and tools are presented, construction experiences are explained. The influencing construction factors on the efficiency of impact drilling are investigated.

After the systematization and introduction of the development of impact drills, the construction of one-speed drills are described. In the review of literature, the states and results of classic design schools are summarized. The known design methods and tools, used currently in the industry are expounded.

The development and design process of impact drills and power tools are presented. Support methods of product development are listed and described. The aim and content of methods are detailed in the order of use in a common sense manner.

Based on the author's design leader experiences and the available literature, the useful construction knowledge of impact drills is presented. Based on the problems and failure modes the proven, ideal construction solutions are represented with numbers and suggestions.

To investigate the efficiency of percussion drilling a one-degree of freedom mechanical model is built. Based on the equations, the effects of the influencing parameters are calculated in case of an existing design. For the validation of the result, a measurement series was performed.

With the improved elastic mechanical model the phenomenon of vibration on different frequencies then the excitation is shown. To determine the parameters of the model and to evaluate the results high speed camera records, and noise measurement was done. For the calculation of mechanical model software was developed.

The effect of geometry of impact mechanism on the wave propagation was examined. The mechanical model was built to investigate the wave equation with finite element method. The software was developed. The results of the software were compared with a simulation done with commercial software on the original 3D data.

## Ábrák jegyzéke

- 1.1. ábra: Wilhelm Emil Fein első hordozható fűrógépe [5]
- 1.2. ábra: Black&Decker pisztoly alakú fűrógépe [6]
- 1.3. ábra: a) Bosch Egysebességes ütvefűrógép ütő mechanizmusa és b) ütőtárcsája [13]
- 1.4. ábra: A Bosch PSB 500, Egysebességes ütvefűrógép felépítése [13]
- 1.5. ábra: Különböző Bosch ütvefűrógép ütőtárcsa profilok [14]
- 1.6. ábra Lineáris erő-behatolás összefüggés közet és fűrószár között [61]
- 1.7. ábra, Nyomó teszt eredmény gránit, andezit és habarcs esetén [64]
- 3.2. ábra: Bosch kéziszerszámgép univerzális motorjának, a) állórésze, b) forgórésze
- 3.3. ábra: Bosch ütvefűrógép szénkefetartója, a) feszítőrugós b) nyomórugós kivitel c) kefehüvely és nyomórugós szénkefe
- 3.4. ábra: Szénkefetartó beégett álló és forgó lemeze
- 3.4. ábra: Bosch ütvefűrógép hűtő levegőjének füsttel megjelenített kiáramlása [73]
- 3.5. ábra: a) Bosch PSB 500 ütvefűrógép hajtóműjének CAD modellje b) fogaskereke c) meghibásodott fogaskereke
- 3.6. ábra: a) Bosch PSB 500 ütvefűrógép öntvény csapágyhídja, b) Öntvény csapágyhíd, c) Bosch PSB 650 Kivágott csapágyhídja
- 3.7. ábra: a) Bosch PSB 500 ütvefűrógép funkcióváltójának beépítése b) funkcióváltó kapcsoló
- 3.8. ábra: a) Bosch PSB 500 ütvefűrógép kihajtótengelyének siklócsapágya b) kihajtótengely
- 3.9. ábra: Bosch PSB 500 ütvefűrógép tokmánya és rögzítése
- 3.10. ábra: Bosch PSB 500 ütvefűrógép műanyag háza
- 4.1. ábra: a) Az egyszabadságfokú merev rendszer modellje b) a mozgás jellege

- 4.2. ábra: Az ütési energia és az átugrott fogak számának változása a nyomóerő függvényében
- 4.3. ábra: Az ütési energia és az átugrott fogak számának változása a szögsebesség függvényében
- 4.4. ábra: Az átugrott fogak számának változása a szögsebesség és a nyomóerő függvényében
- 4.5. ábra: Az ütési teljesítmény változása a szögsebesség függvényében
- 4.6. ábra: Az ütési teljesítmény és a szögsebesség a nyomóerő függvényében, nyomó erő hatására lineárisan csökkenő fordulatszám esetén
- 4.7. ábra: Ütfúrógépek fordulatszámának csökkenése a nyomóerő hatására
- 4.8. ábra: Az ütési teljesítmény és a szögsebesség a nyomóerő függvényében, PSB 650 típusú gép esetén mért fordulatszám csökkenés esetén
- 4.9. ábra: Mért fúrási sebesség PSB 650 RA ütfúrógép esetén különböző nyomóerők és fúró átmérők esetén betonban
- 4.10. ábra: Számított ütési teljesítmény különböző nyomóerő és fordulatszám esetén
- 4.11. ábra: Mért fúrási sebesség különböző nyomóerő és fordulatszám esetén PSB 750 RCE fúrógép esetén
- 4.12. ábra: Az ütfúró mechanizmus egyszabadságfokú rugalmas modellje
- 4.13. ábra: Az egyszabadságfokú rugalmas modell elmozdulás és erő számítási eredménye
- 4.14. ábra: A rugalmas modell számítási eredménye egy hullámon belül
- 4.15. ábra: A prizmatikus rúd modellje
- 4.16. ábra: Az elemi rúdhosszra ható erők
- 4.17. ábra: A fúrószár modellje
- 4.18. ábra: A fúrószár-közet anyagmodell
- 4.19. ábra: A szakaszonként állandó keresztmetszetű rúd
- 4.20. ábra: Számított ütési impulzus ( $m_t=0,2\text{kg}$ )

4.21. ábra: Számított ütési impulzus ( $m_1=0,1\text{kg}$ )

4.22. ábra: Számított elmozdulás a fúrószár csúcspontján

4.23. ábra: Az ütő mechanizmus vizsgált modellje

4.25. ábra: Redukált feszültség a fúrószár végén található csomóponton

4.26. ábra: Az impulzus terjedés pillanatképe, a redukált feszültséggel megjelenítve a folyamat kezdetén

4.27. ábra: Az impulzus terjedés pillanatképe, a redukált feszültséggel megjelenítve a folyamat második szakaszában

5.2. ábra: Nagysebességű kamerás felvétel pillanatképe

5.3. – 5.8. ábrák: Nagysebességű kamerás lengéskép

5.9. - 5.10. ábrák: Ütfúrás zajspektrumai

## **Táblázatjegyzék**

3.1. táblázat: Az RBPT kéziszerszám fejlesztési folyamata

4.24. táblázat: Az alkalmazott elem beállítások

5.1. táblázat: Ütfúrési sebesség ( $v_f$ ) mérés eredménye [mm/sec]

## Irodalomjegyzék

[1] "Specifications for registration of patent by William Blanch Brain and Arthur James Arnot titled - Improvements in electrical rock drills coal diggers and earth cutters". National Archives of Australia. 1889.

<http://naa12.naa.gov.au/scripts/ItemDetail.asp?M=0&B=9047342>. Retrieved 31 March 2008

[2] "C.& E. Fein GmbH company history". Archived from the original on 13 October 2006. <http://web.archive.org/web/20061013092244/http://www.fein.de/corp/de/en/company/history.html>. Retrieved 7 December 2006.

[3] <http://www.deutsches-museum.de/sammlungen/maschinen/werkzeugmaschinen/bohren/handbohrmaschinen/bohrmaschine-siemens-halske/> (2013.09.27)

[4] US1245860 A Számú szabadalom, Nov 6, 1917, Samuel Duncan Black, Alonzo Galloway Decker, Black & Decker Mfg Co

[5] <http://www.wagner-hermersberg.de/produkte/elektrowerkzeuge/bohrschrauben/bohrmaschinen.html> (2013.09.27)

[6] <http://www.baltimoresun.com/business/bal-bs-bz-black-deckers20110407110450,0,4329844.photo> (2013.09.27)

[7] [http://www.bkherne.de/index.php?option=com\\_content&view=article&id=785:flottmannhallen&catid=252:route-herne&Itemid=100019](http://www.bkherne.de/index.php?option=com_content&view=article&id=785:flottmannhallen&catid=252:route-herne&Itemid=100019) (2013.09.27)

[8] <http://www.elektrowerkzeug-vergleich.de/geschichte-der-elektrowerkzeuge/> (2013.09.27)

[9] <http://www.bosch-presse.de/presseforum/pressdownload/text/PI5611.pdf?id=3000,2>. (2013.09.27)

[10] <http://www.milwaukeeetool.com/company/milwaukee-story/history-of-milwaukee> (2013.09.27)

[11] <http://de.wikipedia.org/wiki/Metabo> (2013.09.27)

[12] [http://www.scintilla.ch/content/language1/company/company\\_scintilla\\_history.htm](http://www.scintilla.ch/content/language1/company/company_scintilla_history.htm) (2013.09.27)

[13] 3 603 A27 000 számú összeállítási rajz, AC verzió, 2010.03.04. Répási Attila

[14] 2 609 005 547 számú alkatrészarajz, AA verzió, 2011.04.29. Balyi István és 2 609 002 254 számú alkatrészarajz, AB verzió, 2006.11.30. Csehi Olivér

[15] TEST PROGRAM, Percussion and Hammer Drills1 2006, 2nd August 2005, Inge Piek Research Department, Consumentenbond, ICRT.



- [16] Kesselring, F.: Die starke Konstruktion, 1942. Berlin - Siemensstadt
- [17] VDI 2225 Blatt 3: Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren – Technisch-wirtschaftliche Bewertung, 1998.
- [18] W  gerbauer, H.: Die Technik des Konstruierens, M  nchen, Berlin, 1943.
- [19] [http://www.tuilmnau.de/fileadmin/media/konstruktionstechnik/IMGK/Ilmenauer\\_Schule\\_1950-1965.pdf](http://www.tuilmnau.de/fileadmin/media/konstruktionstechnik/IMGK/Ilmenauer_Schule_1950-1965.pdf) (2013.09.27)
- [20] Biniek, G.: Konstruktionssystematik. Feinger  tetechnik, 1952. Sz  m  t  g  ppel seg  tett koncepcion  lis tervez  si m  dszer
- [21] Hansen, F.: M  dszeres g  ptervez  s, M  szaki K  nyvkiad  , Bp. 1969. p. 168
- [22] Cross, N.: History of design methodology, Behavioral and social Sciences, Vol.71., Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 1993.
- [23] Pahl, G. - Beitz W.: Konstruktionslehre– Handbuch f  r Studium und Praxis, ISBN 963 10 3796 7, Springer-Verlag, Berlin, 1981., 2003., 2005., 2007.
- [24] Hubka, V.: Theorie der Maschinensysteme– Grundlagen einer wissenschaftlichen Konstruktionslehre, ISBN 3 540 06122 3, Springer-Verlag, Berlin, 1973
- [25] W. E. Eder; Theory of Technical Systems and Engineering Design Science – Legacy of Vladimir Hubka; International Design Conference - Design 2008 Dubrovnik - Croatia, May 19 - 22, 2008.
- [26] Klaus, G. (1965) Kybernetik in philosophischer Sicht (Cybernetics in Philosophical View) 4th ed., Berlin: Dietz Verlag
- [27] Hubka, V. - Eder, W. E.: Einf  hrung in die Konstruktionswissenschaft, ISBN 3 540 54832 7, Springer-Verlag, Berlin, 1992
- [28] Werner Britten: An Illustration of Hubka / Eder's Design Science 10. Symposium "Fertigungsgerechtes Konstruieren" Schnaittach, 14. -15. Oktober 1999
- [29] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, ISBN 963 10 7246 0, VEB Verlag Technik, Berlin, 1982.

- [30] Altshuller, G. S. - Shapiro, R.V.: About a technology of creativity, Questions of Psychology, No.6., 1956.
- [31] Linde, H. - Hill, B.: Erfolgreich erfinden –Widerspruchorientierte Innovationstrategie für Entwickler und Konstrukteure, Hoppenstedt Technik Tabellen Verlag, Darmstadt, 1993.
- [32] Bercsey, T.: A tervezésemélet és a CAD oktatása, GÉP, Vol. 40., No 10., 1988.
- [33] Bercsey, T.: A gépszerkesztés tudományának fejlődése és jellemző vonásai. GÉP Vol. 42., No. 2., 1990.
- [34] Bercsey, T. - Vajna, S.: Ein autogenetischer Ansatz für die Konstruktionstheorie. Teil I. CAD-CAM Report, Vol. 13., Nr. 2. 1994., Teil II. CAD-CAM Report, Vol. 13., Nr.3. 1994.
- [35] Bercsey, T. - Lőrincz S.: A terméktervezés megújulás: az új alapelvek és integrált módszerek, Gyártástechnológia, No 7-8., 1996.
- [36] Bercsey T. - Döbröczöni Á. - Dupcsák Zs. - Horák P. - Kamondi L. - Kelemen T. - Péter J. - Tóth J.: Terméktervezés és fejlesztés, PHARE TDQM, Budapest, 1997.
- [37] Bercsey T. - Döbröczöni Á. - Dupcsák Zs. - Horák P. - Kamondi L. - Péter J. - Scholtz P.: Új termék kifejlesztése és bevezetése, a piacra vitel ideje és az azt meghatározó tényezők, PHARE TDQM, Miskolc, 1997.
- [38] Varga, L. - Bercsey, T. - Molnár, L. - Lebovits, I.: A számítógépek géptervezési alkalmazásának tervezéseméleti kérdései. Gép, XXXI. 1979 Nr.11. pp.416-421.
- [39] Vajna S. - Bercsey T. - Clement S. - Jordan A. - Mack P.: Autogenetische Konstruktionstheorie ein Beitrag für eine erweiterte Konstruktionstheorie, Konstruktion, Springer-Verlag, 2004. március 3., pp. 71.-77.
- [40] Bercsey T. - Horváth I.: A korszerű géptervezés feltételei, módszerei és eszközrendszere, GÉP, Vol. 37., No 11., 1985.
- [41] Kamondi L.: Tervezésemélet, Phare HU0008-02, Miskolc 2003.
- [42] Tajnafői J.: Mechanizmusok származtatás elméletének alapjai és hatása a kreatív gondolkodásra, Akadémiai doktori értekezés, Miskolc, 1991.
- [43] Tajnafői J.: Szerszámgéptervezés I., Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest 1973.

- [44] Tajnafői J.: Szerszámgéptervezés II., Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest 1990.
- [45] Lipóth A.: Megmunkáló központ konstrukciós változatok módszeres előállítása és értékelése, kandidátusi értekezés, Budapest, 1993.
- [46] Takács GY.: Szerszámgépek strukturális tervezése grafikus adatbázisokkal, egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1996.
- [47] Ishikawa Kaoru, Guide to Quality Control, Quality Resources, NY, 1968.
- [48] Akao, Yoji (1994). "Development History of Quality Function Deployment". The Customer Driven Approach to Quality Planning and Deployment. Minato, Tokyo 107 Japan: Asian Productivity Organization. p. 339. ISBN 92-833-1121-3.
- [49] Guinta, L. R., & Praizler, N. C. (1993). The QFD Book. New York, NY: Amacom Books.
- [50] Neal, R.A. (1962). Modes of Failure Analysis Summary for the Nerva B-2 Reactor (PDF). Westinghouse Electric Corporation Astronuclear Laboratory. WANL-TNR-042. Retrieved 2010-03-13.
- [51] Design Analysis Procedure For Failure Modes, Effects and Criticality Analysis (FMECA). Society for Automotive Engineers. 1967. ARP926
- [52] Sperber, William H.; Stier, Richard F. (December 2009-January 2010). "Happy 50th Birthday to HACCP: Retrospective and Prospective". FoodSafety magazine: 42, 44–46.
- [53] Warrendale Pa., March 18, 2013 - SAE International standard "J2886: Design Review Based on Failure Modes (DRBFM)"
- [54] Bill Haughey: Design Review Based on Failure Modes (DRBFM) and Design Review Based on Test Results (DRBTR) Process Guidebook, SAE, 2012, PD251136
- [55] G. Boothroyd - C. R. Poli - L. E. Murch: Handbook of Feeding and Orienting Techniques for Small Parts, 1975. University of Massachusetts at Amherst. Dept. of Mechanical Engineering. Automation Project
- [56] Geoffrey Boothroyd - Peter Dewhurst - Winston Anthony Knight; Product Design for Manufacture and Assembly, CRC Press, 2011.

- [57] Boothroyd G. Product Design fo Assembly, Department of Mechanical Engineering, University of Massachusetts, Amherst, MA, 1980.
- [58] Owen Molloy - Steven Tilley - Ernest Warman, Design for Manufacturing and Assembly: Concepts, Architectures and Implementation, Springer, Jan 1, 1998 - Technology & Engineering
- [59] Samir Botros Billatos - Nadia A. Basaly, American Society of Mechanical Engineers. Design Engineering Division, Design for manufacturing and assembly: presented at the 1996 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 17-22, 1996, Atlanta, Georgia
- [60] G. Boothroyd - P. Dewhurst, Product Design for Manufacture and Assembly W. Winston Anthony Knight – 2002
- [61] B. Lundberg - M. Okrouhlik; Influence of 3D effects on the efficiency of percussive rock drilling, International Journal of Impact Engineering 25 (2001) 345}360
- [62] Karlsson L.G. - Lundberg B - Sundin KG. Experimental study of a percussive process for rock fragmentation. Int J Rock Mech Min Sci Geomech Abstr 1989;26:45}50.
- [63] B. Lundberg - M. Okrouhlik; Efficiency of a percussive rock drilling process with consideration of wave energy radiation into the rock, International Journal of Impact Engineering 32 (2006) 1573–1583
- [64] L.E. Chiang - D.A. Elías; Modeling impact in down-the-hole rock drilling, International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences 37 (2000) 599±613
- [65] E. Yaşar - P.G. Ranjith - D.R. Viete; An experimental investigation into the drilling and physico-mechanical properties of a rock-like brittle material, Journal of Petroleum Science and Engineering 76 (2011) 185–193
- [66] S. Kahramana - N. Bilginb - C. Feridunoglu; Dominant rock properties affecting the penetration rate of percussive drills, International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences 40 (2003) 711–723
- [67] EUROPEAN STANDARD EN 60745-1: Hand-held motor-operated electric tools – Safety Part 1: General requirements (IEC 60745-1:2001, modified) April 2003

- [68] ISO 9001:2008 Quality management systems – Requirements, (2012-05-08)
- [69] PSB 650 típusú fúrógép, zaj és rezgésmérési tesztirport, 2013.05.06. Horváth Tibor
- [70] [http://www.schunk-group.com/uploads/media/2009-01-12\\_Schunk\\_carbon-brush\\_Brush\\_pressure.pdf](http://www.schunk-group.com/uploads/media/2009-01-12_Schunk_carbon-brush_Brush_pressure.pdf) (2013.10.10.)
- [71] [http://www.mersen.com/uploads/tx\\_mersen/5-carbon-brush-technical-guide-mersen.pdf](http://www.mersen.com/uploads/tx_mersen/5-carbon-brush-technical-guide-mersen.pdf) (2013.10.10.)
- [72] Germar Müller, Bernd Ponick: Grundlagen elektrischer Maschinen: Elektrische Maschinen 1 [Gebundene Ausgabe] 4. November 2005, Wiley, ISBN 9783527405244
- [73] Szabó Szilárd: PSB 500 típusú ütfúrógép légtechnikai analízise, Megbízásos projekt, 2011.
- [74] VDI 3400, Elektroerosive Bearbeitung, Begriffe, Verfahren, Anwendung, Juni 1975. VDI-Verlag GmbH. Düsseldorf 1975.
- [75] Schwarz, Ebeling, Lüpke, Schelter, Kunststoffverarbeitung, Vogel-Buchverlag, Würzburg, 2. überarbeitete Auflage, 1984.
- [76] Gunter Erhard, Konstruieren mit Kunststoffen, München, Wien, Hanser, 1993. ISBN 3-446-17397-8
- [77] Menges, Georg: Anleitung zum Bau von Spritzgießwerkzeugen, München, Wien: Hanser, 1991. ISBN 3-446-15756-5
- [78] <http://www.plasticsdecorating.com/articlesdisplay.asp?ID=98> (2013.10.10.)
- [79] DEUTSCHE NORM, DIN IEC 60695-2-11, Prüfungen zur Beurteilung der Brandgefahr Teil 2-11: Prüfungen mit dem Glühdraht – Prüfung mit dem Glühdraht zur Entflammbarkeit von Enderzeugnissen, Dezember 2009
- [80] DEUTSCHE NORM, DIN 1045-1, Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton – Teil 1: Bemessung und Konstruktion, August 2008
- [81] <http://www.international-testing.org/index.html> (2013.10.10.)

[82] Meirovitch, Leonard: Principles and techniques of vibrations, Upper Saddle River, Prentice-Hall, 1997. pp. 694, ISBN: 0 13 270430 7

[83] Páczelt István: A végeselem-módszer alapjai, Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Kar, Miskolc, ME 1993, pp. 94.

[84] Király Béla: Dinamika V., Miskolci Egyetemi Kiadó 1998.

[85] Béda Gyula – Bezák Antal: Kinematika és Dinamika, Tankönyvkiadó Budapest, 1991, ISBN 963 18 311 24, pp. 252

### **Publikációk az értekezés témájában**

[KJ 1] Kakuk József: An assesment of the efficiency of percussion drills, ICT-2012, 13<sup>th</sup> International Conference on Tools, 27 – 28 March 2012, Miskolc, Hungary

[KJ 2] Kakuk József: Ütvefűrőgépek ütő mechanizmusának dinamikai vizsgálata, Géptervezők és Termékfejlesztők XXIX. Országos Szemináriuma, 2013. november 7.-8., GÉP, ISSN, 2013/, . évfolyam, pp.

### **Szakmai tudományos előadások az értekezés témájában**

[KJ 3] Kakuk József: Product development process, Technology Center Engineering Seminar, Vonyarcvashegy, 2013. november 12.-13.

[KJ 4] Kakuk József: Ütvefűrőgépek fejlesztése a hatékonyság figyelembe vételével, Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Országos Szemináriuma, 2012. november 8-9.

[KJ 5] Kakuk József: Kéziszerszámgépek fejlesztési folyamata és a tervezést támogató eszközök, 2013. november 28.

## Mellékletek

### **M1. Az ütfűró-ütőtárcsa egyszabadságfokú merev modelljének scilab forráskódja**

0001 //
0002 clear
0003 clc
0004 m=1.5;
0005 n=3000
0006 d=0.022;
0007 h=0.0011;
0008 n_korom=17;
0009 F=200
0010 g=0
0011
0012 ford=zeros(3000,1);
0013 utk=zeros(3000,1);
0014 for n=1:3000
0015
0016 om=n*2*%pi/60
0017 L=d*%pi/n_korom
0018 R=d/2
0019
0020 v_kezdo=R*om*h/L
0021 t_holt=R*om*h/(L*(g+F/m))
0022 z_holt=-0.5*(g+F/m)*t_holt^2+t_holt*R*om*h/L+h
0023 t_vissza=2*t_holt
0024 x_vissza=R*om*t_vissza
0025 arany=x_vissza/L
0026
0027 j=0
0028 while j<arany , j=j+1; end
0029 i=j-1
0030 t_repules=sqrt((i+1)*h^2/(g+F/m))
0031 v_utkozes=sqrt((i+1)*h^2*(g+F/m))
0032
0033 ford(n,1)=n;
0034 utk(n,1)=m*v_utkozes;
0035 energ(n,2)=0.5*m*v_utkozes^2;
0036 end
0037 show_window(1)
0038 plot2d(ford,utk)
0039
0040 //show_window(2)
0041 //plot2d(ford,energ)

### **M2. Az ütfűró-ütőtárcsa egyszabadságfokú rugalmas modelljének scilab forráskódja**

0001 //
0002 clc
0003 clear
0004 stacksize('max')
0005 h=0.0011;//fogmagassag



0006	F=115; //nyomoero
0007	m=1.8; //gep tomege
0008	Kr=363811*1.8;
0009	alf2=Kr/m;
0010	alf=sqrt(alf2);
0011	xsi=0.01;
0012	T=(2*pi)/alf;
0013	dt=T/50;
0014	dt2=0.25*dt*dt;
0015	
0016	x_n=-F/Kr;
0017	v_n=0;
0018	a_n=0;
0019	
0020	Ni=2000;
0021	Nj=11;
0022	time=zeros(Ni*Nj+1,1);
0023	x=zeros(Ni*Nj+1,1);
0024	u=zeros(Ni*Nj+1,1);
0025	Fr=zeros(Ni*Nj+1,1);
0026	Fr(1)=Kr*x_n;
0027	x(1,1)=x_n;
0028	k=0;
0029	for i=1:Ni
0030	for j=1:Nj
0031	k=k+1;
0032	
0033	if j==1 & k>1 then
0034	u_n1=0;
0035	du_n1=-h/(7*dt);
0036	end
0037	if j==1 & k==1 then
0038	u_n1=0;
0039	du_n1=0;
0040	end
0041	
0042	if j>1 & j<(Nj-3) then
0043	u_n1=h*(j-1)/(Nj-4);
0044	du_n1=h/(dt*(Nj-4));
0045	end
0046	if j>=(Nj-3) then
0047	u_n1=h;
0048	du_n1=0;
0049	end
0050	
0051	if Fr(k) < 0 then
0052	f_n1=alf2*u_n1+2*xsi*alf*du_n1 - F/m - alf2*(x_n+v_n*dt+a_n*dt2) -2*xsi*alf*(v_n+0.5*a_n*dt);
0053	a_n1=f_n1/(1 +2*xsi*alf*0.5*dt+alf2*dt2);
0054	else
0055	a_n1=- F/m;
0056	end
0057	
0058	v_n1=v_n+0.5*(a_n1+a_n)*dt;
0059	x_n1=x_n+v_n*dt+(a_n1+a_n)*dt2;
0060	time(k+1)=k*dt;
0061	x(k+1)=x_n1;

0062	<code>u(k+1)=u_n1; //-F/m/alf2;</code>
0063	
0064	<code>Fr(k+1)=Kr*(x_n1-u_n1)+m*2*xi*alf*(v_n1 - du_n1);</code>
0065	<code>if Fr(k+1)&gt;0 then</code>
0066	<code>    Fr(k+1)=0;</code>
0067	<code>end</code>
0068	
0069	<code>a_n=a_n1;</code>
0070	<code>v_n=v_n1</code>
0071	<code>x_n=x_n1;</code>
0072	<code>end</code>
0073	<code>end</code>
0074	
0075	<code>figure(1)</code>
0076	<code>subplot(2,1,1)</code>
0077	<code>plot(time,x)</code>
0078	<code>plot(time,u)</code>
0079	<code>//subplot(3,1,2)</code>
0080	<code>//plot(time,u)</code>
0081	<code>subplot(2,1,2)</code>
0082	<code>plot(time,Fr)</code>
0083	
0084	<code>//figure(2)</code>
0085	<code>//plot(time,Fr)</code>

### **M3. A kihajtótengely-fűrószár hullámterjedés, végeelemes modelljének Scilab forráskódja**

0001	<code>// Hullam terjedes</code>
0002	<code>clc</code>
0003	<code>clear</code>
0004	<code>stacksize('max')</code>
0005	<code>//set old_style on;</code>
0006	<code>//</code>
0007	<code>E=2.10e11; // Young modulus [N/m^2]</code>
0008	<code>rho=7800; // Suruseg [kg/m^3]</code>
0009	
0010	<code>m_r= 0.01; // Ütőtárcsa tomege [kg]</code>
0011	<code>D_t= 0.010; // D atmeroje a tengelynek [m] az ütőtárcsa alatt</code>
0012	<code>L_t= 0.05; // Tengely szakasz hossza az ütőtárcsa alatt a furo szarig [m]</code>
0013	<code>A_t=%pi*D_t^2/4; // Keresztmetszet</code>
0014	
0015	<code>m_t= 0.200; // Tokmany tomege [kg]</code>
0016	<code>D_f= 0.008; // D atmeroje a furoszarnak [m]</code>
0017	<code>L_f= 0.15; // Furoszar hossza [m]</code>
0018	<code>A_f=%pi*D_f^2/4; // Keresztmetszet</code>
0019	
0020	<code>// Felosztast vezerlo adatok</code>
0021	<code>Ne_t= 50; //Elemszam a tengelyen</code>
0022	<code>Ne_f= 150; //Elemszam a furoszaron</code>
0023	<code>Nelem= Ne_t+Ne_f; // osszes elemek szama</code>
0024	<code>NEQ= Ne_t+Ne_f+1; // csomópontok és az ismeretlenek - egyenletek szama</code>
0025	
0026	<code>v_h=sqrt(E/rho); // hangsebesség</code>
0027	<code>T_h=(L_t+L_f)/v_h; // a hullamterjedes ideje [s]</code>
0028	<code>dt=T_h/NEQ/2; // idolépes nagysaga [s]</code>
0029	

0030	$m_g = 1.80;$ // <i>gép tömege [kg]</i>
0031	$v_g = 0.001;$ // <i>gép sebessége [m/s]</i>
0032	$T_u = 20*dt;$ // <i>utkozesi ido [s]</i>
0033	$F_u = m_g*v_g/T_u;$ // <i>Az utesi ero [s]</i>
0034	
0035	$No_T = T_h/dt;$ // <i>teljes idolepések száma</i>
0036	$No_{Tu} = T_u/dt;$ // <i>utesi idolepések száma</i>
0037	
0038	$K = \text{zeros}(\text{NEQ}, \text{NEQ});$
0039	$M = \text{zeros}(\text{NEQ}, \text{NEQ});$
0040	$MK = \text{zeros}(\text{NEQ}, \text{NEQ});$
0041	$x = \text{zeros}(\text{NEQ});$
0042	
0043	// <i>tengely szakasz</i>
0044	$Le_t = L_t/Ne_t;$
0045	$AE_L = A_t * E / Le_t;$
0046	$ArL = A_t * rho * Le_t;$
0047	
0048	for iel=1:Ne_t
0049	
0050	$x(iel+1,1) = x(iel,1) + Le_t;$
0051	
0052	$K(iel, iel) = K(iel, iel) + AE_L;$
0053	$K(iel, iel+1) = K(iel, iel+1) - AE_L;$
0054	$K(iel+1, iel) = K(iel+1, iel) - AE_L;$
0055	$K(iel+1, iel+1) = K(iel+1, iel+1) + AE_L;$
0056	
0057	$M(iel, iel) = M(iel, iel) + ArL/3;$
0058	$M(iel, iel+1) = M(iel, iel+1) + ArL/6;$
0059	$M(iel+1, iel) = M(iel+1, iel) + ArL/6;$
0060	$M(iel+1, iel+1) = M(iel+1, iel+1) + ArL/3;$
0061	end
0062	
0063	$K2 = \text{zeros}(3,3);$
0064	$M2 = \text{zeros}(3,3);$
0065	$MK2 = \text{zeros}(3,3);$
0066	$x2 = \text{zeros}(3);$
0067	
0068	$Le_t = L_t;$
0069	$AE_L = A_t * E / Le_t;$
0070	$ArL = A_t * rho * Le_t;$
0071	
0072	$x2(2,1) = L_t;$
0073	
0074	$K2(1,1) = K2(1,1) + AE_L;$
0075	$K2(1,2) = K2(1,2) - AE_L;$
0076	$K2(2,1) = K2(2,1) - AE_L;$
0077	$K2(2,2) = K2(2,2) + AE_L;$
0078	
0079	$M2(1,1) = M2(1,1) + ArL/3;$
0080	$M2(1,2) = M2(1,2) + ArL/6;$
0081	$M2(2,1) = M2(2,1) + ArL/6;$
0082	$M2(2,2) = M2(2,2) + ArL/3;$
0083	
0084	// <i>furo szakasz</i>
0085	$Le_f = L_f/Ne_f;$
0086	$AE_L = A_f * E / Le_f;$
0087	$ArL = A_f * rho * Le_f;$
0088	
0089	for iel=(Ne_t+1):Nelem
0090	
0091	$x(iel+1,1) = x(iel,1) + Le_f;$
0092	
0093	$K(iel, iel) = K(iel, iel) + AE_L;$

0094	$K(iel,iel+1) = K(iel,iel+1) - AE\_L;$
0095	$K(iel+1,iel) = K(iel+1,iel) - AE\_L;$
0096	$K(iel+1,iel+1) = K(iel+1,iel+1) + AE\_L;$
0097	
0098	$M(iel,iel) = M(iel,iel) + ArL/3;$
0099	$M(iel,iel+1) = M(iel,iel+1) + ArL/6;$
0100	$M(iel+1,iel) = M(iel+1,iel) + ArL/6;$
0101	$M(iel+1,iel+1) = M(iel+1,iel+1) + ArL/3;$
0102	
0103	end
0104	
0105	$Le\_f = L\_f;$
0106	$AE\_L = A\_f * E / Le\_f;$
0107	$ArL = A\_f * rho * Le\_f;$
0108	
0109	$x2(3,1) = x2(2,1) + Le\_f;$
0110	
0111	$K2(2,2) = K2(2,2) + AE\_L;$
0112	$K2(2,3) = K2(2,3) - AE\_L;$
0113	$K2(3,2) = K2(3,2) - AE\_L;$
0114	$K2(3,3) = K2(3,3) + AE\_L;$
0115	
0116	$M2(2,2) = M2(2,2) + ArL/3;$
0117	$M2(2,3) = M2(2,3) + ArL/6;$
0118	$M2(3,2) = M2(3,2) + ArL/6;$
0119	$M2(3,3) = M2(3,3) + ArL/3;$
0120	
0121	$//K(iel,iel+1) = 0;$
0122	$//K(iel+1,iel) = 0;$
0123	$//K(iel+1,iel+1) = 0;$
0124	
0125	$// pot\ tomegek$
0126	
0127	$M(1,1) = M(1,1) + m\_r;$
0128	$M(Ne\_t+1,Ne\_t+1) = M(Ne\_t+1,Ne\_t+1) + m\_t;$
0129	
0130	$M2(1,1) = M2(1,1) + m\_r;$
0131	$M2(2,2) = M2(2,2) + m\_t;$
0132	
0133	$dt4 = dt^2/4;$
0134	
0135	$MK = M + K * dt4;$
0136	$MK2 = M2 + K2 * dt4;$
0137	
0138	$k\_fal = 0.1 * K(NEQ,NEQ);$
0139	$k\_falv = 0.5 * K(NEQ,NEQ);$
0140	$MK\_f = MK;$
0141	$MK\_fv = MK;$
0142	$MK2\_f = MK2;$
0143	$K\_f = K;$
0144	$K\_fv = K;$
0145	$K2\_f = K2;$
0146	$MK\_f(NEQ,NEQ) = MK(NEQ,NEQ) + dt4 * k\_fal;$
0147	$MK\_fv(NEQ,NEQ) = MK(NEQ,NEQ) + dt4 * k\_falv;$
0148	$MK2\_f(3,3) = MK2(3,3) + dt4 * k\_fal;$
0149	$K\_f(NEQ,NEQ) = K(NEQ,NEQ) + k\_fal;$
0150	$K\_fv(NEQ,NEQ) = K(NEQ,NEQ) + k\_falv;$
0151	$K2\_f(3,3) = K2(3,3) + k\_fal;$
0152	
0153	$MK\_I = inv(MK);$
0154	$MK\_I2 = inv(MK2);$
0155	$MK\_If = inv(MK\_f);$
0156	$MK\_Ifv = inv(MK\_fv);$
0157	$MK\_I2f = inv(MK2\_f);$

0158	
0159	// kezdeti feltetel
0160	u_n=zeros(NEQ,1);
0161	v_n=zeros(NEQ,1);
0162	a_n=zeros(NEQ,1);
0163	f_n1=zeros(NEQ,1);
0164	
0165	u2_n=zeros(3,1);
0166	v2_n=zeros(3,1);
0167	a2_n=zeros(3,1);
0168	f2_n1=zeros(3,1);
0169	//
0170	
0171	F_kont_1=-1;
0172	F2_kont_1=-1;
0173	F_kont= -1;
0174	F2_kont=-1;
0175	
0176	// show_window(1)
0177	clf()
0178	//set("auto_clear","off")
0179	f=gcf();f.pixmap='on'; //set the pixmap mode
0180	ymax= 1.0e-6;
0181	ymin=-1.0e-6;
0182	a=gca();a.data_bounds=[[-0.01 ymin; x(NEQ)+0.01 ymax]];
0183	plotframe([-0.01 ,ymin, x(NEQ)+0.01, ymax])
0184	x_fal=0.0;
0185	x_falo=0.0;
0186	cont=-2;
0187	
0188	for i=1: No_T*4
0189	time(i)=dt*i;
0190	
0191	uu=u_n+dt*v_n+dt4*a_n;
0192	// uu2=u2_n+dt*v2_n+dt4*a2_n;
0193	
0194	if F_kont<0 & cont>1 then f_n1 =-K_f*uu; end
0195	if F_kont<0 & cont<-1 then f_n1=-K_fv*uu; end
0196	if F_kont>0 then f_n1=-K*uu; end
0197	
0198	// if F2_kont<0 then f2_n1=-K2_f*uu2; else f2_n1=-K2*uu2; end
0199	
0200	if i<No_Tu
0201	f_n1(1,1)=f_n1(1,1)+F_u;
0202	// f2_n1(1,1)=f2_n1(1,1)+F_u;
0203	end
0204	
0205	
0206	if F_kont<0 & cont>1 then a_n1 =MK_I*f_n1; end
0207	if F_kont<0 & cont<-1 then a_n1=MK_Iv*f_n1; end
0208	if F_kont>=0 then a_n1=MK_I*f_n1; end
0209	
0210	// if F2_kont<0 then a2_n1=MK_I2*f2_n1;else a2_n1=MK_I2*f2_n1; end
0211	
0212	v_n1=v_n+0.5*(a_n1+a_n)*dt;
0213	u_n1=u_n+v_n*dt+(a_n1+a_n)*dt4;
0214	// v2_n1=v2_n+0.5*(a2_n1+a2_n)*dt;
0215	// u2_n1=u2_n+v2_n*dt+(a2_n1+a2_n)*dt4;
0216	
0217	F_kont_1=F_kont;
0218	// F2_kont_1=F2_kont;
0219	F_kont= 1;
0220	cont=0;
0221	//



