

ÜTVEFÚRÓGÉPEK ÜTŐ MECHANIZMUSÁNAK DINAMIKAI VIZSGÁLATA

INVESTIGATION OF IMPACT MECHANISM OF PERCUSSION DRILLS

Kakuk József, doktorjelölt, projektvezető, Robert Bosch Power Tools Kft.

ABSTRACT:

Electric impact drills are well-known power tools. In this paper the influencing construction factors on the efficiency of impact drilling are investigated. A one-degree of freedom rigid used at the first stage. The effects of the influencing parameters are calculated in case of an existing design. With an improved elastic mechanical model the phenomenon of vibration on different frequencies then the excitation is shown at the second stage. Finally, the effect of geometry of impact mechanism on the wave propagation is examined.

1. BEVEZETÉS

A professzionális felhasználású fúrókalapácsok dinamikai vizsgálatát, a fúrás hatékonyságát nagyszámú publikáció tárgyalja, pl [1], [2].

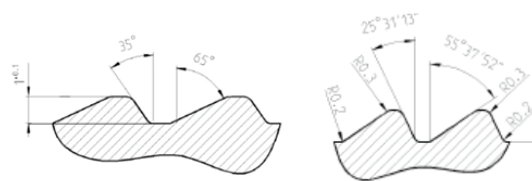
Az elektromos kéziszerszámok között az egyik legismertebb az ütvefúrógép. Széles körben elterjedt az ütvefúrógépek használata is, ezért számos gyártó foglalkozik gyártásával és fejlesztésével. A kutatásáról viszont csak kevés publikáció jelent meg eddig [3]. Az ütvefúrógép alapvető célja 5-13 mm átmérőjű furatok fúrása betonba, kőzetekbe, nem ütvefúró üzemmódban fémbe, fába, műanyagba. 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 jelenleg fejlesztés alatt lévő gépek a megváltozott követelmények miatt szükségessé teszi az ütvefúró mechanizmus dinamikai vizsgálatát. Ez a cikk három különböző dinamikai modellt alkalmaz az ütvefúró hatékonyságát befolyásoló tényezők vizsgálatára.

2. AZ ÜTŐ MECHANIZMUS

A kőzetek és a beton fúrásához a normál forgácsoló mozgás mellett a fúrószár ütése is szükséges, hogy a normál teljesítményű

fúrógépekkel, keményfém betétes fúrószárakkal, kézi erővel is megfelelő fúrási teljesítményt érjünk el. A kőzetfúráshoz szükséges ütőmozgást a homlokfogazatú kerekekhez hasonló kerék mozgása hozza létre. A kerekek felváltva összeérnek és eltávolodnak egymástól ez által létrehozva a kőzet töréséhez, forgácsolásához szükséges ütések. A két homlokfogazatú kerék geometriája a gép további paramétereivel együtt meghatározza a gép ütőmunkáját. A homlokfogazatú kerekek, azaz az ütőtárcsa profilját az 1. ábra szemlélteti.



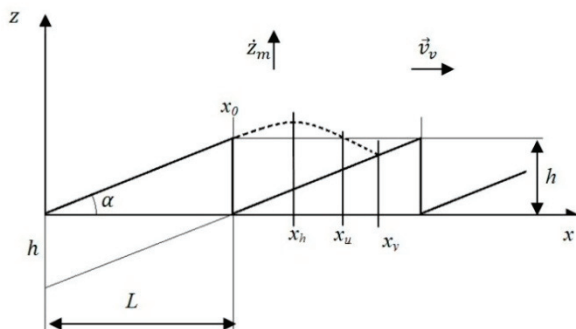
1. ábra: Bosch ütvefúrógép ütőtárcsa profiljai

Feltételezzük, hogy a forgó mozgás állandó, az ütközések a forgó mozgás egyenletességét nem befolyásolják. A kihajtótengely csapágyazása és tengelyirányú megvezetése lehetővé teszi, hogy a fogaskerék és az ütőtárcsa 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 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. Az ütőtárcsa és fogaskerék ütközései által okozott eltávolodás a géptestet kényszeríti axiális mozgásra.

3. EGYSZABADSÁGFOKÚ MEREV RENDSZER

Az ütőmunkát, és azon keresztül a fúrási hatékonyságot az ütközések energiája határozza

meg. Az ütfűrő mechanizmusnak átadott impulzus nagysága a gép az ütközés előtti axiális irányú mozgási energiájától függ. Ezen energia az ütközés pillanata előtti tengelyirányú sebességtől, és a gép tömegétől függ. A mozgást első közelítésben a 2. ábrán látható, a ferde hajításra jellemző módon írjuk le.



2. ábra: Egyszabadságfokú merev rendszerrel a mozgás jellege

Az ütési impulzus energiáját befolyásoló, tengely irányú végsebesség meghatározására egy egyszerűsített dinamikai modell tételezhető fel. A gép 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 modell szerinti, pontszerű m tömeggel helyettesítjük. A gép fordulatszámát állandónak feltételezzük. A gép és a hozzá kapcsolódó elemek rugalmasságától eltekintünk. A gépelemek között fellépő súrlódásokat elhanyagoljuk. A mozgás két szakaszra bontható: egy csúszási és egy repülési szakasz. 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. Az ütközés pillanatában a tengelyirányú végsebesség ezek alapján:

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

ahol j az átrepült fogak száma, h a fogmagasság, F a gépre gyakorolt nyomóerő, R az ütőtárcsa sugara, ω a kihajtótengely szögsebessége, h a fogmagasság, és L a foghossz. Az ütközési energia, azaz az ütőmunka ebből:

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

Behelyettesítve az átrepült fogak számát az ütő munkára a következő kifejezést kapjuk:

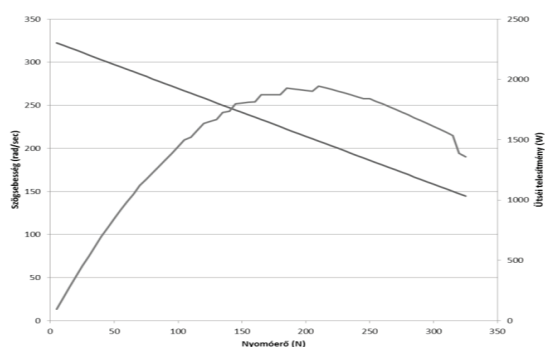
$$W_{ii} = \frac{m}{2} \left\{ \sqrt{2hF_n \left[\text{mod} \left(\frac{2R^2\omega^2 h}{L^2 F_n} \right) + 1 \right]} + \frac{R\omega h}{L} \right\}^2 \quad (3)$$

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

$$W_{ii} = \frac{m}{2} \left\{ \sqrt{2hF_n \left[\text{mod} \left(\frac{\omega^2 h z_r^2}{2\pi^2 F_n} \right) + 1 \right]} + \frac{z_r \omega h}{2\pi} \right\}^2 \quad (4)$$

A (4) kifejezésből látható, hogy az ütőmunkát az ütőtárcsa geometriai paraméterei közül csak a fogszám és a fogak magassága befolyásolja. Alacsony nyomóerő és magas fordulatszám esetén fogátugrás jön létre. Az ütfűrő hatékonyságát az egységnyi idő alatt, állandó nyomóerővel terhelt gép esetén, betonban kifűrt, adott átmérőjű, furat hosszúságaként értelmezzük, röviden fűrési sebességnek nevezzük. Az ütési teljesítményt az ütő munka nagysága és az egységnyi idő alatt bevitt ütések számának szorzataként értelmezzük. A modell szerint, az ütési teljesítmény, tendenciáját tekintve, bizonyos fordulatszám felett, a fordulatszámmal egyenesen arányos. Ütfűrő 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 feltételezve a 3. ábra szerinti jelleg adódik. Lineáris fordulatszám csökkenést figyelembe véve az ütési teljesítményre a 4. ábrán látható, maximummal rendelkező görbét kaptunk, amely az ütfűrőre nézve optimumot szolgáltat az alkalmazott nyomóerőre és a fordulatszámra vonatkozóan. Ezen eredmény megfelelő egyezést mutat a ugyanezen fűrőgéppel mért

fúrási sebesség optimumával $d = 6 \text{ mm}$ átmérőjű fúrószár esetén.



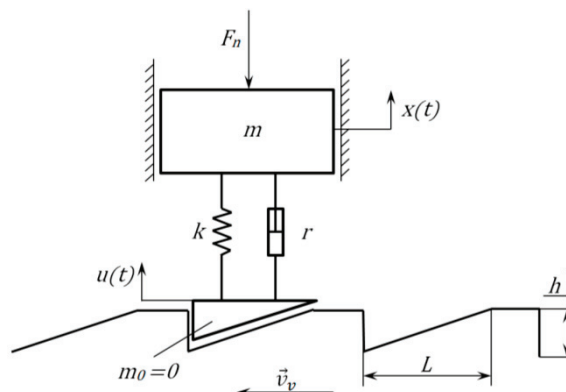
3. ábra: Az ütési teljesítmény és a fordulatszám változása a nyomóerő függvényében

A mechanikai modell alapján a legnagyobb ütési teljesítmény a legnagyobb nyomóerő és fordulatszám mellett jön létre, és ezen maximumtól bármilyen irányban elindulva közel lineárisan csökken a teljesítmény. A számítás által szolgáltatott teljesítmény értékek a gép teljesítményével összehasonlítva lényegesen nagyobbak. Az eltérés nagy valószínűséggel a súrlódások és az elemek csillapításának elhanyagolásából adódik. Emiatt a modell továbbfejlesztése vált szükségessé.

4. EGYSZABADSÁGFOKÚ RUGALMAS RENDSZER

A vizsgálat során végzett nagysebességű kamerás felvételekből kitűnik, hogy a gépház és az ütőtárcsa mozgása egymástól eltér, a rezgések amplitúdója és frekvenciája különbözik. Láthatólag a gép műanyag háza, illetve az abba ágyazott ütőtárcsa és csapágyhíd rendszere rugalmasnak tekinthető. Az ütési impulzusok hatására a műanyag ház deformálódik, rugalmas alakváltozást szenved. A deformációt nem tekintjük veszteségektől mentesnek, azaz a csillapítást is figyelembe vesszük. Az előző fejezetben tárgyalt dinamikai modellt annyiban módosítjuk, hogy az ütőtárcsa és a repülő tömeg között csillapított rugalmas kapcsolatot tételezünk fel.

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

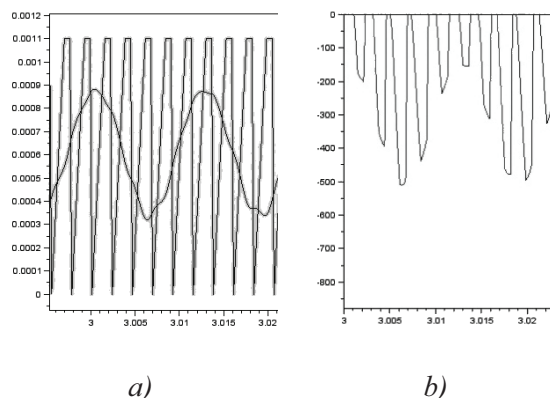


4. ábra: Az ütési teljesítmény és a fordulatszám változása a nyomóerő függvényében
Így a rendszer mozgását kétféle egyenlettel írjuk le.

$$m\ddot{x} + r\dot{x} + kx = ku + r\dot{u} - F, \quad \text{ha } [k(x - u) + r(\dot{x} - \dot{u})] < 0 \quad (5)$$

$$m\ddot{x} = -F, \quad \text{ha } [k(x - u) + r(\dot{x} - \dot{u})] \geq 0 \quad (6)$$

Az 5. egyenlet a lejtőn való csúszás közben érvényes, míg a 6. egyenlet a repülés szakaszára vonatkozik. A modellben alkalmazott rugóállandót és csillapítást zajmérés és nagysebességű kamerás felvételek alapján állapítottam meg. A számítási eredmények alapján a gép által végzett mozgás az ütőtárcsa fogaihoz viszonyítva (a) és az egy perióduson belül számított ütközési erő (b) a 5. ábrán található.

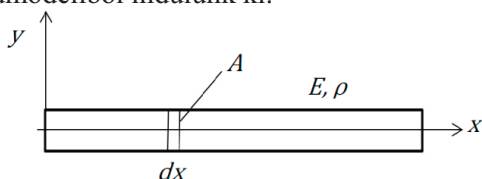


5. ábra: Az egyszabadságfokú rugalmas modell elmozdulás és erő számítási eredménye az idő mentén ábrázolva

Az ütési teljesítmény ebben az esetben nem számítható egy impulzus nagyságának és az egységnyi idő alatt bevitt impulzusok számának szorzatával. Továbbá megállapítható, hogy a tapasztalt lengés csökkenti a fúrási hatékonyságot.

5. IMPULZUS ÁTADÁS AZ ÜTŐ MECHANIZMUSBAN

Az ütfűrőgép hatékonyságának vizsgálata során nem tekinthetünk el az ütmunka 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. A jelenség leírásához egy prizmatikus rúdmodellből indulunk ki.



6. ábra: A prizmatikus rúd modellje

Vizsgáljuk a rúd egy elemi hosszúságú szakaszának dinamikáját. A rúdelem hossza dx , a rúdelem elmozdulása $u(x,t)$, a rúdelem bal oldali felületén ébredő rúderő $N(x,t)$, a jobboldali $N(x+dx,t)$. Az $N(x+dx,t)$ rúderőt sorbafejtve és a lineárisnál magasabb rendű tagokat elhanyagolva a rúdirányú impulzustétel a következő alakban írható:

$$\ddot{u}dm = -N(x,t) + N(x,t) + \frac{\partial N(x,t)}{\partial x} dx \quad (7)$$

ahol \ddot{u} a gyorsulás $dm = \rho dx$.

A rúderő kifejezhető a rúdirányú alakváltozás ε_x és a Hook törvény segítségével:

$$N(x,t) = AE\varepsilon_x = AEu' \quad (8)$$

Behelyettesítve (8)-at, majd egyszerűsítve az impulzustételt majd alkalmazva az $\frac{E}{\rho} = v_H^2$ jelölést, a következő hullámegyenletet kapjuk:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = v_H^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (9)$$

Vizsgáljuk egy prizmatikus, hengeres, L hosszúságú fűrészárban a hullám terjedését. A fűrészár kúpos hegyét merevnek tételezzük fel. A fűrészárat F_i nagyságú erővel ütjük meg,

melynek hatására kialakuló impulzus a fűrészáron végighaladva a falban F_i nagyságú erőt ad át.

$$0 = \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - v_H^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right) u \quad (10)$$

A (10) egyenlet sor jobb oldalán található differenciáló operátor kifejezhető két tag összegének és különbségének szorzataként. A tényezők sorrendje felcserélhető, és feltételezzük, hogy az alábbi egyenletek érvényesek, ennek figyelembe vételével két egyenlet írható fel:

$$0 = \left(\frac{\partial}{\partial t} + v_H \frac{\partial}{\partial x} \right) u_I \quad (11)$$

$$0 = \left(\frac{\partial}{\partial t} - v_H \frac{\partial}{\partial x} \right) u_R \quad (12)$$

A (11) egyenlet a pozitív x irányba haladó hullám mozgása, a (12) pedig a visszaverődő, azaz a negatív x irányba haladó hullámra érvényes. Ha a hullám eléri a fűrészár végét, akkor a véglap keresztmetszetének sebességét a haladó és a visszaverődő hullám sebességének szuperpozíciója szolgáltatja:

$$v(x,t) = \frac{\partial u_I}{\partial t} + \frac{\partial u_R}{\partial t} \quad (13)$$

A (12) és (13) alapján a véglap keresztmetszetének sebessége az ott fellépő alakváltozással is felírható. Az összefüggést megszorozva $\frac{AE}{v_H}$ -val, a következő írható:

$$\frac{AE}{v_H} v(L,t) = -AE \frac{\partial u_I(L,t)}{\partial x} + AE \frac{\partial u_R(L,t)}{\partial x} \quad (14)$$

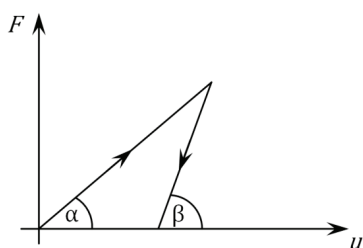
Vezessük be az Z impedanciát a $Z = \frac{AE}{v_H}$ értelmezés szerint. A Hook törvényt figyelembe véve a következő egyenletet kapjuk:

$$Zv(L,t) = -N_I + N_R \quad (15)$$

Egy további egyenlet származtatható a dinamikai peremfeltételből, amely a fallal való érintkezésnél érvényes.

$$N_I(L,t) + N_R(L,t) = F(t) \quad (16)$$

A fal rugalmas-képlékeny viselkedésére, azaz az F reakcióerő anyagtvényére a 7. ábrán szemléltetett viselkedést tételezzük fel. A felterhelési szakasz képlékeny, a tehermentesítés rugalmas [2].



7. ábra: A fűrészár-kőzet anyagmodell

Az anyagtvényt a felterhelési és tehermentesítési függvény meredekségével jellemezzük, ahol a k_{pl} és k_e a rugalmas és képlékeny merevséget jelöli: $k_{pl} = \tan \alpha$, $k_e = \tan \beta$. A reakcióerő a felterhelésnél $F = k_{pl} \cdot u(L, t)$ képlettel fejezhető ki, amelyet idő szerint deriválva a következő kifejezést kapjuk:

$$\frac{dF}{dt} = k_{pl} \cdot v, \quad v > 0 \quad (17)$$

Behelyettesítve a (17) egyenletbe a (16) összefüggést, a következőt kapjuk:

$$\frac{dF}{dt} = k_{pl}(-N_i + N_R) \frac{1}{Z} \quad (18)$$

Elvégezve az átalakításokat az alábbi differenciálegyenlet adódik:

$$\frac{dF}{dt} + \frac{F \cdot k_{pl}}{Z} = -\frac{2N_i}{Z} \quad (19)$$

Ez a differenciálegyenlet tartalmazza a fűrészár végén, a falnál fellépő erőt és a haladó hullámból származó rüderőt, amelyek közötti összefüggés határozza meg az ütés impulzusából a kőzet megmunkálására jutó erőt. Az egyenlet partikuláris megoldása a konvolúciós integrál vagy Faltung-tétele alapján:

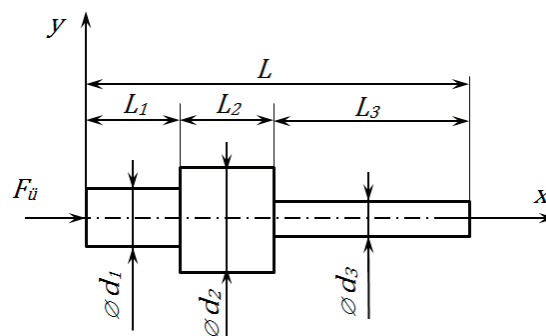
$$F(t) = -\frac{2}{Z} \int_0^t e^{\frac{k_{pl}}{Z}(\tau-t)} N_i(\tau) d\tau \quad (20)$$

Ezen összefüggés alapján, a rúd végén kialakuló munkavégző impulzus legnagyobb

értéke exponenciálisan változó beeső impulzus alakkal érhető el [1] szerint. Az ütvefűrőgép ütőtárcsája által létrehozott impulzus alakjáról nincs információnk, ezért azt konstrukciósan befolyásolni nem tudjuk.

6. A HULLÁMTERJEDÉS VÉGESELEMES VIZSGÁLATA

A továbbiakban a hullámterjedés hatását vizsgáljuk az ütvefűrő hatékonyására a 8. ábrán látható, szakaszonként állandó keresztmetszetű rúdban.



8. ábra: Az üttö mechanizmus egyszerűsített modellje

Ehhez állítsuk elő a (9) hullámegyenlet végeelemes leírásához szükséges egyenleteket! A (9) hullámegyenletet megszorozva $\delta u(x)$ virtuális elmozdulással és integrálva a rúd térfogata mentén az alábbi egyenletet kapjuk:

$$\int_0^L \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \delta u A dx - \int_0^L v_H^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \delta u A dx = 0 \quad (21)$$

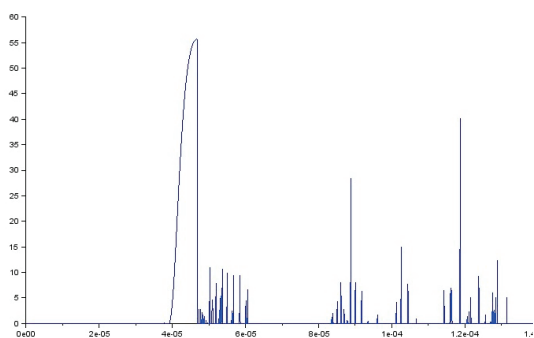
A rúd szabad végén a peremfeltétel $\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_L = 0$.

A rúd F erővel terhelt végén a peremfeltétel $\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_0 = \frac{F}{AE}$.

$$\begin{aligned} \int_0^L \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \delta u A dx + \int_0^L v_H^2 \frac{\partial u}{\partial x} \delta u' A dx \\ = v_H^2 A \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_L \delta u(L) \\ - v_H^2 A \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_0 \delta u(0) \end{aligned} \quad (22)$$

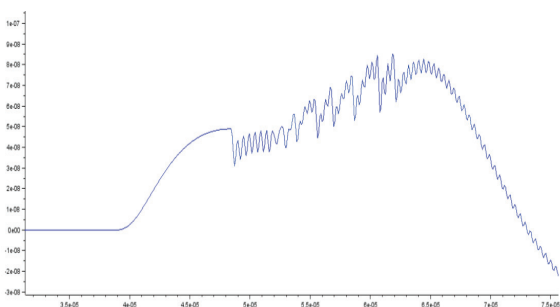
A (22) egyenlet a hullámegyenlethez rendelt gyenge alak, vagy más néven a virtuális munka elvének variációs alakja. Ez szolgál a végeelemes számítás alapjául. A vizsgált tartományt osszuk fel összesen n^e számú két csomópontú véges elemre! Az elmozdulást

elemenként lineárisan approximáljuk. A mozgásegyenlet numerikus megoldására a trapéz módszert alkalmazzuk. Az említett számításra Scilab szoftvert készítettem. A szoftver segítségével a szerkezetben terjedő longitudinális hullámok terjedése vizsgálható különböző geometriai és impulzus nagyságok mellett. Eredményként a feltételezett fúrószár csúcán létrejövő, 9. ábrán látható impulzus nagysága és időbeli lefutása kerül rögzítésre.



9. ábra: Számított ütési impulzus

Az ábrán látható, hogy a fúrószár csúcán mérhető kontakterő, amely a kőzet alakítását végzi a domináns első impulzus. Ennek nagysága és időbeli lefutása okoz valódi alakító munkát. 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 fúráshoz szükséges impulzusok nagyságát. A számítását elvégeztem a tokmány tömegének felére csökkentésével is. Így az első impulzus nagysága hozzávetőlegesen 40%-al nőtt meg.



10. ábra: Számított elmozdulás a fúrószár csúcspontján

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 fúrószár csúcán számított elmozduláson is jól látható (10. ábra), a fúrószárban reflektálódó hullámoknak a domináns impulzusra gyakorolt hatása.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

A fúrási hatékonyság vizsgálata céljából egy-szabadságfokú merev és rugalmas modelleket fejlesztettem ki, amely alapján egy szimulációs szoftvereket dolgoztam ki. A rendszer alkalmas az ütvefúrás során létrejövő impulzusok nagyságának és időbeli lefutásának kiszámítására. A vizsgálat 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 eltérését okozzák, amely hatásfokromlást eredményez.

Az ütő mechanizmusban terjedő hullám vizsgálatára végelemes 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 anyag-törvénnyel és egyoldalú érintkezéssel veszi figyelembe. A számítások alapján arra következtettem, hogy a változó keresztmetszetek és a tokmány, mint lengő tömeg rontja az ütvefúrási hatékonyságát.

8. IRODALOM

[1] 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) pp. 1573–1583

[2] Karlsson LG, 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.

[3] Kakuk J.: An assessment of the efficiency of percussion drills, ICT-2012, 13th International Conference on Tools 27 – 28 March 2012, Miskolc, Hungary