

# OSZLOPOS FÚRÓGÉP REZGÉSEINEK VÉGESELEMES VIZSGÁLATA

## VIBRATION ANALYSIS FOR A PILLAR DRILLING MACHINE BY FINITE ELEMENT TECHNIQUE

*Szirkik Sándor, egyetemi docens, PhD  
Miskolci Egyetem, Mechanikai Tanszék*

### ABSTRACT

This paper deals with the vibration analysis of a pillar drilling machine. A simplified FE model is presented, where a beam model is used instead of a 3D model of the drilling machine. The main objective is to determinate the natural frequencies and mode shapes. The dynamic behavior of the machine structure can be investigated by mode superposition analysis in Adina finite element software [6]. The finite element analysis is a powerful technique which is enabled to obtain the forced response of the machine.

### 1. BEVEZETÉS

A forgácsolási eljárások közül a fúrás az egyik leggyakoribb művelet, amelynél a forgácsoló mozgást és az előtoló mozgást is a gép orsójába fogott szerszám végzi el. Az adott átmérőjű furatok készítése, vagy a már előfúrt furatok bővítése a munkadarabokon többféle szerszámgépen is elvégezhető, azonban a fúrás alapvető gépe a fúrógép.

A fúrógép szerkezeti kialakításának tökéletesítéséhez, működésének hatékonyabbá tételéhez, stb. több minden más mellett különféle rezgéstani vizsgálatok, számítások is szükségesek. Jelen esetben egy, az általunk megválasztott paraméterekkel bíró, általános felhasználású oszlopos fúrógép szerkezetének mechanikai vizsgálata kerül bemutatásra az Adina végelelemes program segítségével. A fúrógép rezgéstani modelljének alkotása során a főbb szerkezeti elemek tömegét és kialakítását alapul véve redukált tömegekből és őket összekapcsoló megfelelő rugalmassággal és geometriai paraméterekkel bíró rudak felhasználásával egy ún. csillapítás mentes rezgőrendszer kerül felépítésre. A fúrógép szerkezetének dinamikai viselkedését az így kialakított tömeg-rugó rendszer segítségével lehet gyorsan és hatékonyan elemezni.

Természetesen az így felépített modell jóságát igazán csak mérések útján lehetne igazolni.

A számítások alapját a szerkezet első néhány sajátfrekvenciájának meghatározása jelenti és ezek birtokában kerül sor egy időben változó nagyságú terhelő erő hatásának vizsgálatára, azaz a gépállvány üzem közbeni terheléseit modellezve vizsgáljuk az ún. erőgerjesztések szerkezetre gyakorolt hatását. A gép fúrési pontosságát sok más tényező mellett a szerkezeti kialakítás rezgéstani viselkedése alapvetően befolyásolja. Így a konstrukció minősítésekor a különböző gerjesztések szerkezetre kifejtett hatását is figyelembe kell venni. A gép sajátrezgéseinek meghatározását és azokat befolyásoló, őket elhangoló tömegek hatását már az [1], [2] munkák is vizsgálták. Ezen túlmenően további paraméterek és méretváltoztatások fúrógép működésére gyakorolt hatását is lehet az említett módon kialakított modellen vizsgálni.

### 2. OSZLOPOS FÚRÓGÉP SZERKEZETI FELÉPÍTÉSE

Az oszlopos fúrógép géposzlopát a legegyszerűbb módon szabványos méretű és megfelelő módon megmunkált acélcsőből lehet elkészíteni. A mechanikai szempontok alapján történő ellenőrzés során az oszlop gyártása közben végzett különféle átalakításoktól és megmunkálásoktól az egyszerűség végett természetesen eltekintünk és csak magát az egyszerűsített geometriát, azaz a géposzlopot, mint vastag falú körgyűrű keresztmetszetű prizmatikus rudat vesszük figyelembe. Így a géposzlopot a továbbiakban egy  $D = 80$  mm külső átmérővel és  $v = 5$  mm falvastagsággal bíró, valamint a költséghatékonyság miatt S235 jelű szerkezeti acélból készített vastag falú csőnek tekintjük.

A gép paramétereit az átlagos értékek alapján választottak, így a főoszlop 1600 mm magasságú, amelyen az állítható magasságú munkasztal a géptalptól mért 800 mm magasságban rögzített. A fúrófej hossz tengelye

és a főoszlop középvonala között  $l_1 = 180$  mm távolság, a motor súlypontja és a főoszlop középvonala között pedig  $l_2 = 200$  mm távolság mérhető.

A numerikus számítások során a szerkezeti részek szükséges anyagjellemzőit és az egyéb paraméterek számértékeit csak mértékegység egyeztetés után lehet megadni, mivel alkalmazott végeeselemes programmal végzett számítások dimenziótalanított módon történnek. Így ha az elmozdulás-koordinátákat mm a feszültség jellegű mennyiségeket pedig MPa mértékegységben szeretnénk megkapni, akkor a tömeget tonnában a sűrűséget pedig tonna/mm<sup>3</sup>-ben kell megadni a dinamikai feladatok előírása során.

A géposzlop szilárdságtani ellenőrzése során a várt módon, az 1. ábrán látható A jelű pontnál, azaz a befalazással modellezett géptalpnál ébred a géposzlopban a legnagyobb redukált feszültség, mint az a [3] munkában is kimutatásra került. Ha ezt összevetjük az acélcső acélanyagára érvényes folyáshatár számértékével, megállapíthatjuk azt, hogy az  $n_t$  tényleges biztonsági tényező értéke eléggé nagy ahhoz, hogy az oszlop szilárdságtani szempontból nagy biztonsággal megfeleljen a rászerezelt alkatrészek súlyából származó állandó terhelések által okozott igénybevételeknek és még nagy tartalékokkal rendelkezik ahhoz is, hogy a dinamikus hatásokból keletkező terhelések hatását is jól viselje. Természetesen a [3] szakdolgozatban a géposzlop, mint karcús rúd kihajlásra is ellenőrzésre került. Az itt most külön nem részletezett számításokból kiderült, hogy a géposzlop a megadott terhelések mellett kihajlásra egyáltalán nem lesz veszélyes.

### 3. A GÉPOSZLOP SAJÁTREZGÉSEI

A géposzlopot egy egyszerű rúdmodellként, azaz hajlított-nyírt rúdelemekből felépített végeeselemes modellként kezelve számíthatók a sajátfrekvenciák, valamint a hozzájuk tartozó lengésképek. Ilyen egyszerű geometria mellett lehetőség nyílik a végeeselemes számításból nyert sajátfrekvenciák számértékeinek gyors ellenőrzésére a [4] alapján felírt, befalazott végű rúd sajátfrekvenciáira érvényes analitikus képletből számított értékek alapján, ahol a számításokban alkalmazott anyagjellemzők az  $E = 2 \times 10^5$  MPa a Young-féle rugalmassági modulus és  $\rho = 7800$  kg/m<sup>3</sup> sűrűség.

Összevetve a végeeselemes megoldást az analitikus képlet alapján végzett számításból nyert eredményekkel az 1. jelű táblázatból megállapítható az, hogy a rúdmodellen végzett végeeselemes számításból nyert számértékek

közel azonosak az analitikus értékekkel, így az alkalmazott végeeselemes tárgyalás módban a beállított paraméterek, azaz a megfelelően megválasztott elemhossz mellett a numerikus számítás is kellően pontos eredményeket szolgáltat.

1. táblázat. Sajátfrekvenciák értékei [Hz]

Rezgéskép	Adina	Analitikus mo.
1.	29,4	29,45
2.	183,5	184,05
3.	510,8	515,52

Az oszlop falvastagságának növelése, mint azt [3] is kimutatta, a sajátfrekvenciák csökkenését eredményezi, ami jól egybevág a gyakorlatban tapasztaltakkal, azaz géposzlopnak itt célszerű csövet választani.

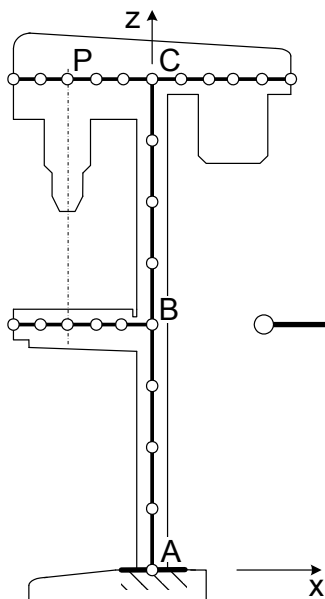
## 4. A FÚRÓGÉP VÉGESELEMES MODELLE

### 4.1. Modelllezési feltevések

A fűrógép szerkezeti felépítését egyszerűsítve a géposzlopot, a villanymotort, magát a fűrőegységet és az ezeket tartó részeket, valamint a munkaasztalt két csomópontú rúdelemekre osztott rúdmodell helyettesítik a rezgéstani vizsgálatokban. A főoszlop előző rúdmodelljét kell tehát továbbfejleszteni, kiegészíteni. A rezgéstani modell így további rudakkal kerül kiegészítésre, ahol az egyes új rúdszakaszokon vett rúdelemekhez úgy kell keresztmetszeti jellemzőket rendelni, hogy azok a gép adott részein lévő keresztmetszetek befoglaló téglalap-keresztmetszeteit vegyék alapul. Összefoglalva tehát úgy járunk el, hogy az adott rúdszakaszokon az egyszerűsített keresztmetszet területének nagyságát, valamint másodrendű nyomatékait elemenként külön-külön adjuk meg, amely elég időigényes munka, de csak így lehet a megfelelő módon a modellt felépíteni. A géposzlopra szerelt alkatrészek közül a villanymotor  $m_m = 22$  kg és fűrőegység  $m_f = 27,5$  kg tömege jelentősebb. Így ezeket a modellben mindenféleképpen az alkalmasan választott elemcsomópontokhoz kell hozzárendelni.

A gép főbb szerkezeti elemei közötti oldható kötésekkel megvalósított kapcsolódást, például a munkaasztal géposzlopra történő rögzítését is csak egy egyszerűsített formában lehet megvalósítani a modellalkotás során. A fűrógép általunk modellezett főrészeinek valós kapcsolódásaiból származó és a szerkezetet merevítő hatásoknak a figyelembevétele pedig úgy történik az alkalmazott Adina programban

[6], hogy a kapcsolódási pontokat tartalmazó rúdelemek végénél egy ún. merev zónát jelölünk ki.



1. ábra. A végeselemes modell elvi vázolata.

Ezt a modellezési megoldást lehet az 1. ábrán vett B és C jelű csomópontoknál is alkalmazni. A merev zónákat a B jelű pont környezetében kiemelve is mutatja az 1. ábrán belül látható kis magyarázó ábra.

#### 4.2. Sajátfrekvenciák számítása

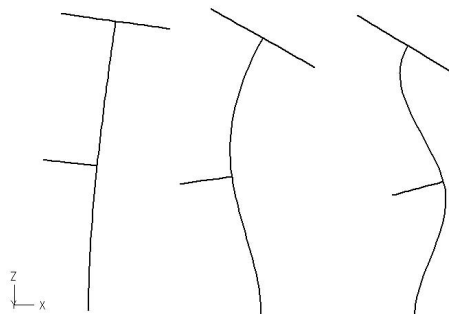
A gép előbbiek alapján felépített végeselemes modelljében lineárisan rugalmas anyagmodell alkalmazott és az egyszerűség végett a vizsgált rezgőrendszer csillapítás nélküli. A szerkezet számításokból nyert növekvő sorba állított sajátfrekvenciáit a 2. táblázat foglalja össze:

2. táblázat. Sajátfrekvenciák értékei

Rezgéskép	Sajátfrekvencia [Hz]
1.	6,349
2.	48,91
3.	115,1

A rezgéstani modellen végzett számításokból természetesen további sajátfrekvenciák is kinyerhetők, de azok már nem szükségesek a továbblépéshez. A sajátfrekvenciákhoz tartozó sajátrezgések pedig a 2. ábrán láthatóak. A sajátfrekvenciák számértékei a géposzlopnál számított értékekhez képest a várt módon változtak, mivel a felszerelt alkatrészek: a motor, a fűrőfej, stb. tömege elhangolta a géposzlop frekvenciáit, így a vizsgált szerkezet sajátfrekvenciái kisebbek lettek. Emellett még sok minden más, így például a munkaasztalra

helyezett munkadarab tömege is elhangolhatja a rezgőrendszert [1].



2. ábra. Az első három sajátfrekvenciához tartozó rezgéskép.

## 5. REZGÉSEK VIZSGÁLATA

A fűrőgép erőerjesztés hatására bekövetkező rezgéseinek vizsgálatához az előállított első néhány sajátfrekvenciához tartozó sajátrezgés ismerete már elegendő. A tapasztalat azt mutatja, hogy a magasabb sajátfrekvenciához tartozó sajátrezgések már csak kisebb mértékben befolyásolják az üzemszerűen működő gép dinamikai viselkedését.

### 5.1. Mozgásegyenlet megoldásáról

A fellépő gerjesztések dinamikai hatásainak numerikus vizsgálatára egy a csillapítás nélküli esetre érvényes

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

általános alakú mozgásegyenlet írható fel, ahol  $\mathbf{M}$  jelöli az ún. tömegmátrixot,  $\mathbf{K}$  a merevségi mátrixot,  $\mathbf{q}$  a csomóponti elmozdulásvektort,  $\mathbf{f}$  pedig egy az időtől függő tehervektort. A mozgásegyenlet megoldása során többféle numerikus eljárás is jól alkalmazható, de jelen esetben vett az egymástól lineárisan független és ortogonális sajátvektorok felhasználásán alapul. Ez a módszer az egymás után nagyság szerint vett  $\alpha_i$  sajátkörfrekvenciákhoz tartozó  $\varphi^i$  sajátvektorok  $w_i$  főkoordinátákkal vett szorzataival közelíti, azaz így az ismert sajátrezgések szerint sorba fejtí a

$$\mathbf{q} = \sum_{i=1}^k \varphi^i w_i = \Phi \mathbf{w} \quad (2)$$

csomóponti elmozdulásvektort, amely felírható az itt látható mátrixalakban. Ezt a közelítést az (1) mozgásegyenletbe helyettesítve nyert új alakban csak diagonális mátrixok jelennek meg

és így az szétesik k darab egymástól független differenciálegyenletre, amelyek megoldása már

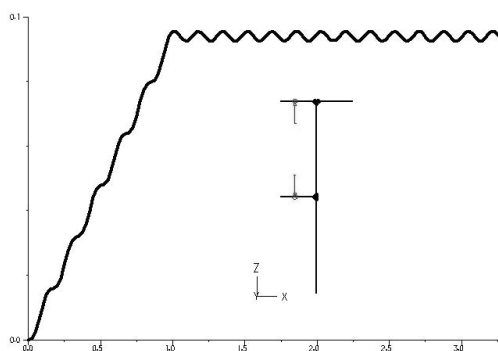
$$w_i(t) = A_i \cos \alpha_i t + B_i \sin \alpha_i t + w_{ip} \quad (3)$$

alakban jól ismert a főkoordinátára, ahol a  $w_{ip}$  által jelölt partikuláris megoldás többféleképp előállítható. A sajátrezgések ismeretén alapuló megoldási módszert [5] is részletesen tárgyalja.

### 5.2. A gerjesztő erő hatása

A fűrógép szerkezetét a fúrési műveletek során dinamikus terhelések érik, így az ezekből származó rezgések is befolyásolják a műveleti pontosságot. A fúraskor ébredő erők igen tág határok közt változhatnak, mivel ezek több tényezőtől is, így például a munkadarab méretétől, a készítendő furat átmérőjétől és egyéb paraméterektől is erősen függenek.

A fúrás során fellépő erőhatást most leegyszerűsített módon, előírt terhelésként vesszük figyelembe, amely egy adott terhelési függvény szerint terheli fel a szerkezetet, amely mechanikai viselkedése így időbeli lefolyással rendelkezik. Ezt az erőhatást, amely egy időben jelenik meg az állvány felső részén kijelölt P pontban és a gép munkasztalát modellben helyettesítő rúd megfelelő pontján úgy adjuk meg, hogy az időintervallum kezdetén lineárisan növekvő, majd végül egy állandó szakaszban folytatódó függvény legyen. A vonatkozó számításokban ez a függvény a [0, 5 s] közötti időszakban tekintett és a kellően jó minőségű megoldás érdekében az időintervallum 200 darab 0,025 s hosszúságú időlépésre osztott.



3. ábra. A P pont gerjesztés hatására bekövetkező x irányú mozgása mm-ben.

A modellen végzett számítás egy maximálisan 300 N nagyságot elérő terhelő erőt működtetve kerül bemutatásra. A 3. ábrán látható diagramból kitűnik az, hogy a lineárisan rugalmas gépszerkezet vizsgált P pontjában,

ahogy a szerkezet többi pontjában is, a terhelés által okozott rugalmas elmozdulásokra szuperponálódnak a keletkező rezgések. A numerikus számítás kiértékelése azt mutatja, hogy a kijelölt P pont x irányban történő közel 0,09 mm elmozdulására egy nagyságrenddel kisebb amplitúdóval bíró rezgés rakódik. A gépszal terheléseinek amplitúdója is hasonló nagyságrendet mutat. Így a gép fúrási pontossága a vizsgált erőerjesztés mellett tizedmilliméteres érték körül alakul, amelyet azonban a forgácsolás során fellépő egyéb hatások módosíthatnak.

## 6. ÖSSZEFOGLALÁS

A bemutatott végesesemes tárgyalásmód előnye az, hogy gyorsan felépíthető és a megfelelő paraméterek elemek szintjén történő megadása után jól közelíti a szerkezet valós viselkedését. A modell jóságát azonban csak a mérésekkel történő ellenőrzés igazolhatja. A választott modell a gyors átalakíthatóság miatt többféle beállítási mód és terhelési eset sorozatszámítására, valamint a szerkezeti kialakítás paraméter érzékenység vizsgálatára is alkalmas.

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

## IRODALOM

- [1] J. S. Saini, M. P. Garg, T. Nanda: Finding the natural frequencies and mode shapes for vibration analysis of upright drilling machine, IE (I) Journal. MC, Vol. 86, October 2005, pp. 164-171.
- [2] R. S. Bais, A. K. Gupta, B. C. Nakra, T. K. Kundra: Studies in dynamic design of drilling machine using updated finite element models Mechanism and Machine Theory 39, 2004, pp. 1307-1320.
- [3] Radeckzy L.: Oszlopos fűrógép gépszaljának mechanikai vizsgálatai, szakdolgozat, 2011.
- [4] Ponomarjov, Sz. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben (6) Műszaki Könyvkiadó, 1966.
- [5] K. J. Bathe: Finite Element Procedures, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1996.
- [6] ADINA theory and modeling guide. Report ARD 10-5, ADINA R&D, Inc; 2010.