

**DR. SZABÓ ANDRÁS**

Okleveles gépészmérnök  
egyetemi docens  
Budapesti Műszaki és  
Gazdaságtudományi Egyetem  
Közlekedésmérnöki és  
Járműmérnöki Kar

**DR. ZOBORY ISTVÁN**

Okleveles közlekedésmérnök  
professzor emeritus  
Budapesti Műszaki és Gaz-  
daságtudományi Egyetem  
Közlekedésmérnöki és  
Járműmérnöki Kar



## Kis sugarú pályáívb en haladó keskeny nyomközű járművek futásbiztonságának vizsgálata

### Összefoglaló

A cikkben keskeny-nyomtávú pályán közlekedő vasúti járművek futásbiztonsági vizsgálatára kerül sor. A vizsgálat célja annak megállapítása, hogy a futásbiztonság milyen mértékben változik a pályáív sugarának csökkenésével kis sugarú (60 m ívsugárnál kisebb) pályáívekben. A vizsgálat kiterjedt egyrésztől több jármű-, másrésztől több pálya-paraméternek a vizsgálatba történő bevonására. Így jármű oldalról 5 különböző jármű (három személykocsi és két mozdony) szerepelt a vizsgálatban: egy könnyebb és egy nagyobb tömegű négytengelyes személykocsi, egy kéttengelyes személykocsi, valamint egy kéttengelyes és egy négytengelyes dízelmozdony. Pálya oldaláról a kerék- és sínprofil oldalkopásának mértéke, a függőleges pályahiba jelenléte, valamint a keresztalj típusa (beton- illetve fa keresztalj) szerepelt változó paraméterként. A kerék-sín dinamikai rendszer szimulációjával számos paraméter kombináció esetében meghatározásra kerül a *kisiklási veszély*.

DR.-ING. SZABÓ ANDRÁS  
Dipl.-Ing. für Maschinenbau,  
Dozent der TU Budapest  
Universität für Technik und  
Wirtschaft Budapest  
Fakultät für Verkehrs- und  
Fahrzeugingenieurwesen

Dr. ZOBORY István  
Dipl.-Ing. für Verkehrstechnik,  
Professor emeritus  
Universität für Technik und  
Wirtschaft Budapest  
Fakultät für Verkehrs- und  
Fahrzeugingenieurwesen

DR. ANDRÁS SZABÓ  
Mechanical engineer,  
associate professor  
Budapest University of  
Technology and Economics  
Faculty of Transportation  
Engineering and Vehicle  
Engineering

Dr. István ZOBORY  
Transport engineer, professor  
emeritus  
Budapest University of  
Technology and Economics  
Faculty of Transportation  
Engineering and Vehicle  
Engineering

### Untersuchung des Laufs von Schmalspurbahnfahrzeugen in Streckenbögen mit Kleinradius

#### Zusammenfassung

Der Artikel behandelt die Laufsicherheitsprüfung von Eisenbahnfahrzeugen für Schmalspurbahnen. Als Ziel wird gesetzt: inwieweit ändert sich die Laufsicherheit durch Verminderung des Bogenhalbmessers bei Streckenbögen mit Kleinradius (Bogenradius < 60 m). Die Prüfung erfolgte einerseits für mehrere Fahrzeug-, andererseits für mehrere Streckenparameter. Die untersuchten – 5 verschiedenen – Fahrzeuge (3 Passagierwagen und 2 Lokomotiven) waren: je ein 4-Achs-Personenwagen (mit kleiner/großer Masse), ein 2-Achs-Personenwagen, sowie je ein 2- und 4-Achs-Diesellokomotive. Bezogen auf die Strecke lauten die geprüften Parameter: Seitliche Abnutzung (Maß) des Rad- und Schienenprofils, Vorhandensein von senkrechten Streckenfehlern (Oberbauschaden, Mängel im Gleis), sowie Querschwellen. Durch Simulation des dynamischen Rad-Schiene Systems erfolgt im Falle von mehreren Parameterkombinationen die Ermittlung der *Entgleisungsgefahr*.

### Investigation of the Running Safety of Narrow Gauge Vehicles Running in a Small Radius Curve

#### Summary

This article deals with the research of narrow gauge railway vehicles' running safety. The purpose of the research was to determine the extent of changes of running safety in case of running in small radius curves, less than 60 m. The study covered testing of several vehicle parameters on one hand and several track parameters. So, 5 different vehicles, three passenger coaches and two locomotives, were included in the study from the vehicle side: a lighter and a heavier eight wheel passenger coach, a four wheel passenger coach, and a four wheel and an eight wheel diesel locomotive.

From the track side, the degree of side wear of the wheel and rail profile, the presence of a vertical track defect, and the type of concrete and wooden sleepers were included as variable parameters. The risk of derailment was determined for several parameter combinations by simulating the wheel-rail dynamic system.

## I. Bevezetés

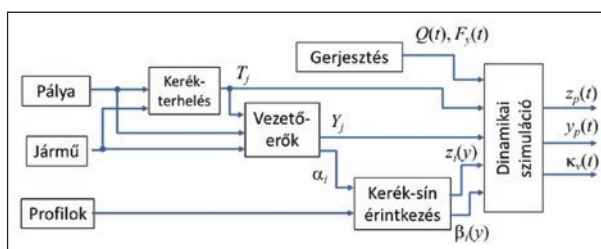
A futásbiztonság a keskeny nyomtávú vasutak esetén is nagyon fontos. Létezik egy előírás, mely szerint 760 mm-es keskeny nyomtávú vasúti pályák építésénél a 60 m ívsugárnál kisebb sugarú pályáívekben „harmadik”, úgynevezett biztonsági sín kiépítése szükséges. A kérdés az: milyen változás van futásbiztonságot tekintve 60 m-nél kisebb pályáívekben különböző üzemi körülmények mellett.

Jelen cikknek a célja összehasonlítani a futás biztonságát különböző járműveknek 60 m-nél kisebb sugarú pályáívekben való haladása esetén.

Az összehasonlításhoz a referencia pályáív a 65 m sugarú pályáív (ez nagyobb ívsugár, mint 60 m), és a vizsgált esetek a 60, 50 és 40 m sugarú pályáívek.

Az alkalmazott módszer: dinamikai modell szimulációjával meghatározni a kerék és a pálya mozgását, miközben a jármű, különböző sugarú pályáívekben halad. Rendelkezésünkre állt egy, a vasúti pályán haladó kerék kisiklási folyamatának vizsgálatára korábban kidol-

gozott egyszerű számítógépi program. A szimulációs program egyszerűsége és gyorsasága lehetőséget adott számos különböző jármű és pálya paraméter figyelembe vétele mellett megvalósuló elemzésre. A szimulációs eljárás folyamatábrája az 1. ábrán látható.



1. ábra. A szimuláció folyamatábrája

Ahogy az ábrán látható, a szimulációs program bemeneti adatrendszere két részből áll. Egyrészt a jármű-, a pálya- és a kerék/sín profilok paramétereit, másrészt pedig a „gerjesztés”, vagyis a kerékre ható, időben változó, függőleges és vízszintes erők. A szimuláció eredménye a sín  $z_p(t)$  függőleges és  $y_p(t)$  vízszintes elmozdulása, valamint a  $k_v(t)$  „kisiklási veszély” időfüggvénye. Utóbbit a következő (1) képlet definiálja:

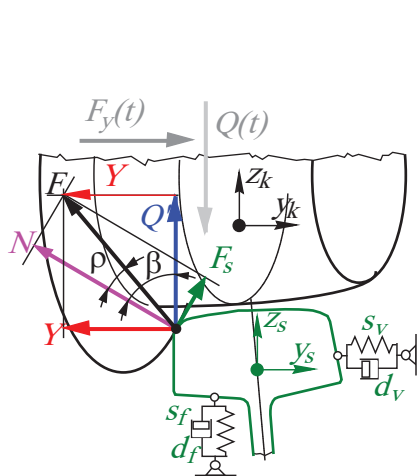
$$k_v = \frac{\text{A kerék felemelkedése a sínről}}{\text{Maximális felemelkedés a sín tetejéig}} \quad (1)$$

A szimuláció eredményeiből az alábbi (2) képlettel definiált „statikus futásbiztonság” is meghatározásra kerül:

$$s = \frac{\text{A függőleges kerékterhelés}}{\text{Az adott terelőerőhöz minimálisan szükséges függőleges erő}} \quad (2)$$

A szimulációs program nem csak a „statikus” futásbiztonság vizsgálatára ad lehetőséget, hanem lehetővé teszi a *dinamikus kisiklás* folyamatának tanulmányozását is. Ez utóbbi azt jelenti, hogy a kisiklási veszély kialakulásakor van elegendő idő a kisiklás teljes folyamatának megvalósulására is.

A szimulációs program egyszerűsége és gyorsasága lehetőséget ad számos, különböző jármű- és pálya paraméter-kombináció elemzésére. Jelen vizsgálatban 640 szimulációs eset vizsgálatára került sor.



2. ábra. A kerék/sín kapcsolat dinamikai modellje

## 2. Szimulációs program és dinamikai model

A dinamikai szimuláció egy, már korábban kidolgozott számítási eljárás alapján alapult [1], [2]. A 2. ábra szerinti modellben egy kerék és a hozzá kapcsolódó sín modellje szerepel. A sín függőleges és vízszintes irányban rugalmas és disszipatív erőkapcsolattal kötődik a környezethez.

Az 1. és 2. ábrán is szereplő, a kerék és a sín kapcsolatában fellépő függőleges és vízszintes irányú két erő befolyásolja alapvetően a futás biztonságát. A függőleges erő a kerékterheléstől függ, mely a következő okok miatt változhat meg:

- A kerékterhelések nem kerültek kiegyensúlyozásra.
- A jármű kerekeinek és a kapcsolódó síneknek érintkezési pontjai nincsenek egy síkban pályasüppedés, vagy túlemelés miatt.
- A függőleges hordrugók merevségei nem azonosak.
- Egy vagy több függőleges hordrugó eltört.
- A jármű terhelése aszimmetrikus.

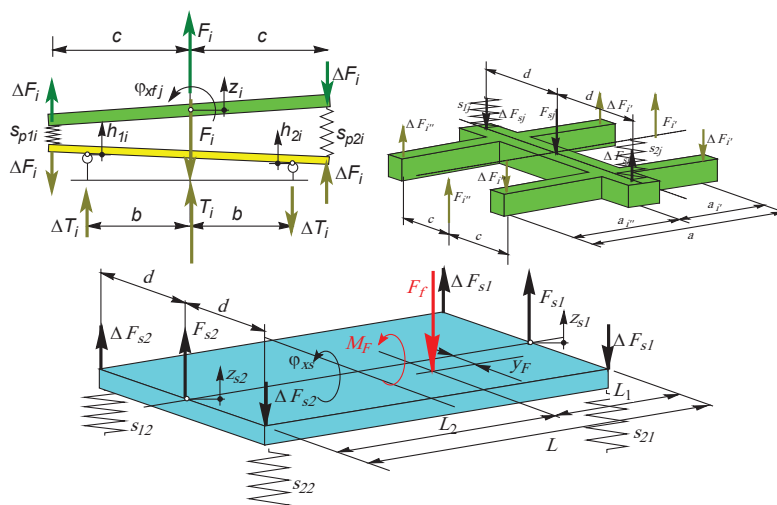
Jelen szimulációban kerékterhelés csökkenésként olyan mértékű terheléscsökkenést vettünk figyelembe, mely megfelel egy adott kerék alatt 5 mm mértékű függőleges pályasüppedés következtében kialakuló kerékterhelés változásnak. Az egyes kerekek

alatt kialakuló függőleges kerékerők megismeréséhez a függőleges erők egyensúlyi rendszerének meghatározása szükséges. Általános esetben, ha a kerekek függőleges pozíciója, a függőleges hordrugók merevségi értékei, valamint a jármű külső terhelései adottak, akkor egy négytengelyes jármű egyes elemei közötti függőleges erőket a 3. ábra mutatja.

Az erők és a nyomatékok statikus egyensúlyi egyenletei felírhatók, de túl sok ismeretlen adódik. Így szükséges figyelembe venni a kerékpárok-, a forgóvázak- és a járműszekrény pozíciója és a fellépő erők közötti kapcsolatokat is. Mindezek után az egyensúlyi erőrendszert 29 ismeretlen (elmozdulások, erők és nyomatékok) határozza meg, és 29 lineáris egyenlet konstruálható. Eredményként adódik a 8 kerék/sín kapcsolatban ébredő 8 függőleges kerékterhelés értéke (Az 1. ábrán  $T_j$ , a 3. ábrán  $T_i \pm \Delta T_i$ ).

További fontos erők a kerék/sín kapcsolatban ébredő keresztirányú  $Y_i$  terelőerők. Ezen erők meghatározásához első lépés a járműnek az adott pályáiban való elhelyezkedésének ismerete. A 4. ábra egy négytengelyes jármű pályáiban való elhelyezkedését mutatja.

Ha az elhelyezkedés ismert, akkor a jármű egyes elemei közötti keresztirányú erők és szükséges nyomatékok számíthatók, továbbá a forgóvázak és a járműszekrény statikus egyensúlyi



3. ábra. A függőleges erők egyensúlya a kerékpár és a forgóváz, valamint a forgóváz és az alváz kapcsolatában

egyenleteiből a kerék/sín érintkezésekben szükséges keresztirányú erők kiadódnak (5. ábra).

Lehetséges, hogy a kapott eredmények nem megfelelőek, mert a terelőerők a kerék/sín érintkezésekben nem felelnek meg az adott kerék/sín relatív helyzet által lehetségesnek. Nevezetesen: a terelőerő zérus, ha nincs nyomkarima érintkezés a kerék és a sín között, vagyis a kerék, sín irányában történő elmozdulása kisebb, mint a nyomjáték  $t/2$  fele. Így iterációs eljárás szükséges, melynek folyamat ábráját a 6. ábra mutatja.

Az iterációs eljárás kezdetén egy kezdeti jármű-pozícióhoz kiszámított szükséges terelőerők ellenőrzésre kerülnek. Ha a kapott eredmények nem felelnek meg az előzőekben említett feltételnek, akkor a jármű elhelyezkedését módosítani kell mindaddig, amíg a kiszámított terelőerők megfelelőek nem lesznek. Az eljárás eredményeképpen az egyes kerék-sín kapcsolatokban szükséges terelőerők ismertek lesznek. A terelőerők függenek: a névleges nyomtávtól, a

nyom-bővítéstől, valamint a kerék és a sínprofil kopottságától.

A következő érdekes kérdés a kerék és a sín kapcsolata. Jelen programban tetszőleges, pontjaival adott kerék- és sínprofil figyelembe vehető. Feltételezzük az állandó kapcsolatot a kerék és a sín között, tehát nincs elválás a kapcsolatban. Mind a kerék, mind a sín merev test, pontszerű érintkezés van az érintkezési pontban.

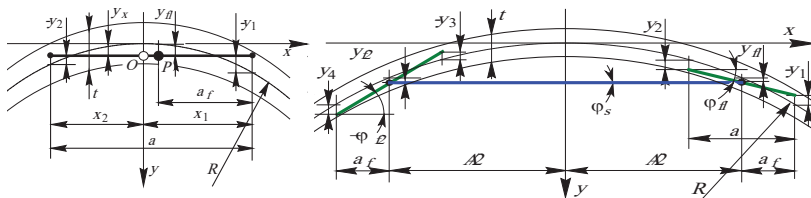
A kerék és a sín közötti érintkezési pont meghatározásához néhány transzformáció szükséges. A kerék és a sín relatív helyzete a  $\Delta y$  relatív keresztirányú távolsággal, valamint a két profil közötti  $\alpha$  futási szöggel adott, ahogy a 7. ábrán látható. Az eljárás során a kerékprofil, mint forgásfelület elfordításra kerül a függőleges tengely körül az  $\alpha$  futási szögnek megfelelően, a sínprofil pedig elfordításra kerül a hosszirányú koordináta tengely körül a síndőlésnek megfelelő  $\delta$  szöggel, és a  $\Delta y$  relatív keresztirányú távolság beállításra kerül. Ebben a helyzetben a két transzformált profil közötti legkisebb függőleges távol-

ság helye adja az érintkezési pontot. Az eljárás eredményeképpen az adott kerék-sín relatív helyzethez az érintkezési sík vízszintessel bezárt  $\beta(Dy)$  szöge, valamint a kerék  $z(Dy)$  relatív megemelkedése ismertté válik, mint a keresztirányú  $Dy$  relatív távolság függvénye (lásd 7. ábra).

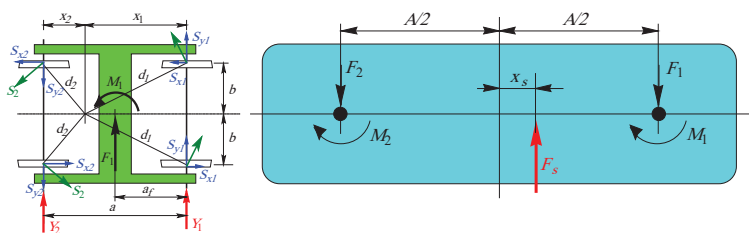
A dinamikai modell két koncentrált tömeget tartalmaz: a kerék tömegét és az alatta elhelyezkedő sín tömegét.

A kerék a nyomkarima felületén állandó érintkezésben van a sínnel, csúszó-súrlódásos erőkapcsolat jelenlétében. A modellben mind a kerék-tömegnek ( $y_k, z_k$ ), mind pedig a kapcsolódó sín-tömegnek ( $y_p, z_p$ ) keresztirányú és függőleges elmozgás-koordinátája van. Az állandó érintkezés következtében azonban ezen koordináták között a következő (3) egyenletnek megfelelő kényszerkapcsolat áll fenn:

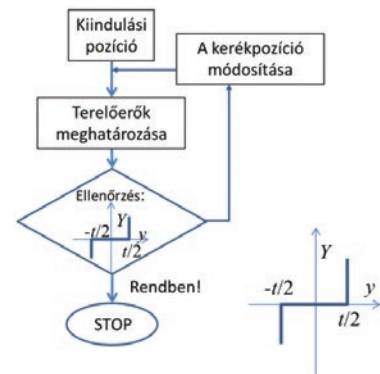
$$\dot{z}_k \cos\beta - \dot{y}_k \sin\beta = \dot{z}_p \cos\beta - \dot{y}_p \sin\beta \quad (3)$$



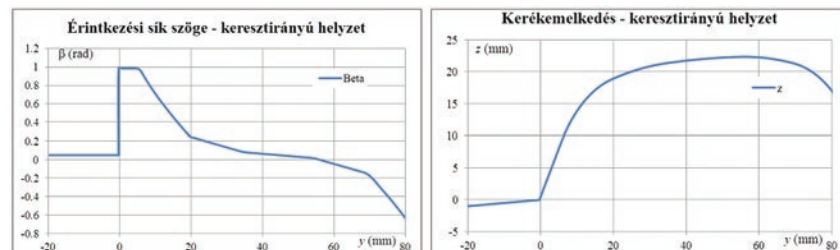
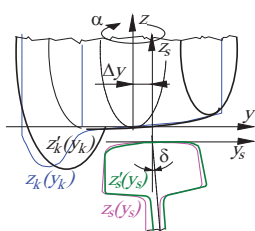
4. ábra. A jármű elhelyezkedése pályáiban, vízszintes síkban



5. ábra. A járműszekrényre és a forgóváza ható keresztirányú erők és nyomatékok



6. ábra. A terelőerők meghatározásának iterációs folyamata



7. ábra. A kerék/sín érintkezés jellemzői

A modell gerjesztése az időben változó  $Q(t)$  kerékterhelésből, és az időben szintén változó  $F_y(t)$  kerékre ható keresztirányú erőből származik. Mindkét időfüggő gerjesztő erő szinuszos lefutású eltérő körfrekvenciával és fázisszöggel, vagyis

$$Q(t) = Q_0 + Q_A \sin(\omega_Q + \varepsilon_Q)$$

$$F(t) = F_0 + F_A \sin(\omega_F + \varepsilon_F) \quad (4)$$

Newton II. törvénye alapján felírható a négy mozgásegyenlet [4]:

$$Q' - Q = m_{kf} \ddot{z}_k, F_y - Y = m_{kv} \ddot{y}_k, Y - s_v y_p - d_v \dot{y}_p = m_{pv} \ddot{y}_p, -Q' - s_f z_p - d_f \dot{z}_p = m_{pf} \ddot{z}_p, \quad (5)$$

és a jól ismert Nadal-formula is alkalmazásra kerül [3]:

$$\frac{Y}{Q'} = \operatorname{tg}(\beta - \rho) = \frac{\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \rho}{1 + \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \rho} = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta} \quad (6)$$

A fenti (5) differenciálegyenlet-rendszer megoldása szolgáltatja a mozgások és az erők időben változó függvényeit. Az (1) képlet szerinti  $\kappa_k(t)$  kisiklási veszély is ismertté válik, és a dinamikus kisiklás folyamata elemezhető.

### 3. A SZIMULÁCIÓS ELJÁRÁS

A szimulációs eljárás az alábbi lépésekből áll (lásd 1. ábra):

1. *Kerékterhelések meghatározása:* A külső terhelés, valamint függőleges pályaegyenletlenség

figyelembe vételével az egyes ke-rekeken kialakuló függőleges erő (kerékterhelés) meghatározása.

2. *Terelőerők meghatározás:* A pályaiív sugar, valamint a nyomjáték figyelembe vételével a jármű adott ívben való geometriai elhelyezkedésének, a fellépő terelőerőknek, és kerék futási szögeknek a meghatározása. Futásbiztonsági szempontból a legkedvezőtlenebb kerék kiválasztása.

3. *A kerék és a sín érintkezési jellemzőinek meghatározása:* Profil-transzformációkat követően a kerék és a sín relatív keresztirányú helyzetének függvényében az érintkezés geometriai jellemzőinek, azaz: az érintkezési sík vízszintessel bezárt  $\beta$  szögének, valamint a kerék  $z$  megemelkedési mértékének meghatározása (lásd 7. ábra).

4. *Statikus futásbiztonság meghatározása:* A Nadal-formula alapján a futásbiztonság meghatározása a (6) összefüggés szerint.

5. *Dinamikus kisiklás szimulációja:* A kerék és a sín mozgásának szimulációs meghatározása változó  $Q(t)$  függőleges kerékterhelés, és  $F_y(t)$  keresztirányú erő mellett.

A dinamikai szimuláció során a  $Q(t)$  függőleges kerékterhelés amplitúdója a statikus futásbiztonság határához tartozó kerékterhelés változással, frekvenciája pedig a jármű függőleges sajátfrekvenciájával megegyező. Az  $F_y(t)$  keresztirányú erő amplitúdó-

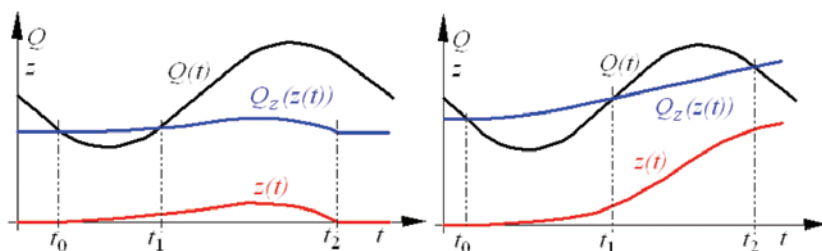
ja a terelőerő 10 %-a, frekvenciája pedig 10, 5, 3 illetve 1 Hz volt.

A 8. ábra a dinamikus kisiklás folyamatát szemlélteti. Az ábra szerint a  $Q(t)$  függőleges kerékterhelés változik, és amikor ez kisebb lesz (az ábra szerinti  $t_0$  időpontban), mint az adott esetben fellépő terelőerőhöz szükséges  $Q_z(z(t))$  függőleges erő, akkor a kerék emelkedni kezd ( $z(t)$ ). A baloldali ábrán a  $[t_0, t_1]$  intervallum rövidebb, mint a jobboldali ábrán, így a  $Q(t)$  függőleges kerékterhelés növekedése visszafordítja a kerék emelkedését. A jobboldali ábrán a kerékterhelés növekedés túl későn következik be, így hiába a rövid  $[t_1, t_2]$  idejű szükségesnél nagyobb kerékterhelés, a kerék emelkedése nem fordul vissza. A dinamikus kisikláshoz *elegendő időre van tehát szüksége* a keréknek a sín tetejéig történő felemelkedésre.

### 4. SZIMULÁCIÓS EREDMÉNYEK

Jelen cikkben keskeny nyomtávú vasúti rendszer vizsgálatára került sor. Jármű oldalról 5 különböző jármű: 3 személykocsi és két mozdony, pálya oldalról 4 különböző pályaiív és 2 keresztalj típus: beton (jele: B) és fa (jele: F) szerepelt a vizsgálatban. A paraméterek változtatása 4 kombinációban történt. Névleges értékek (jele: N); kerék- és sín oldalkopás, összesen 5 mm (jele: J); függőleges kerékterhelés csökkenés (5 mm pályasüppedésnek megfelelő, jele: P); valamint a kopás és a kerékterhelés csökkenés egyidejű jelenléte (jele: M). A szimulációk során a jármű haladási sebessége 10 km/h, a súrlódási tényező értéke pedig a nyomkarima érintkezésnél 0.3 volt.

Erőváltozás mind függőleges, mind pedig keresztirányban történt. A függőleges kerékterhelés amplitúdója az a maximális erőváltozás, ahol statikus kisiklás még nem jelentkezik, frekvenciája pedig közelítőleg azonos a jármű függőleges



8. ábra. Dinamikus kisiklás



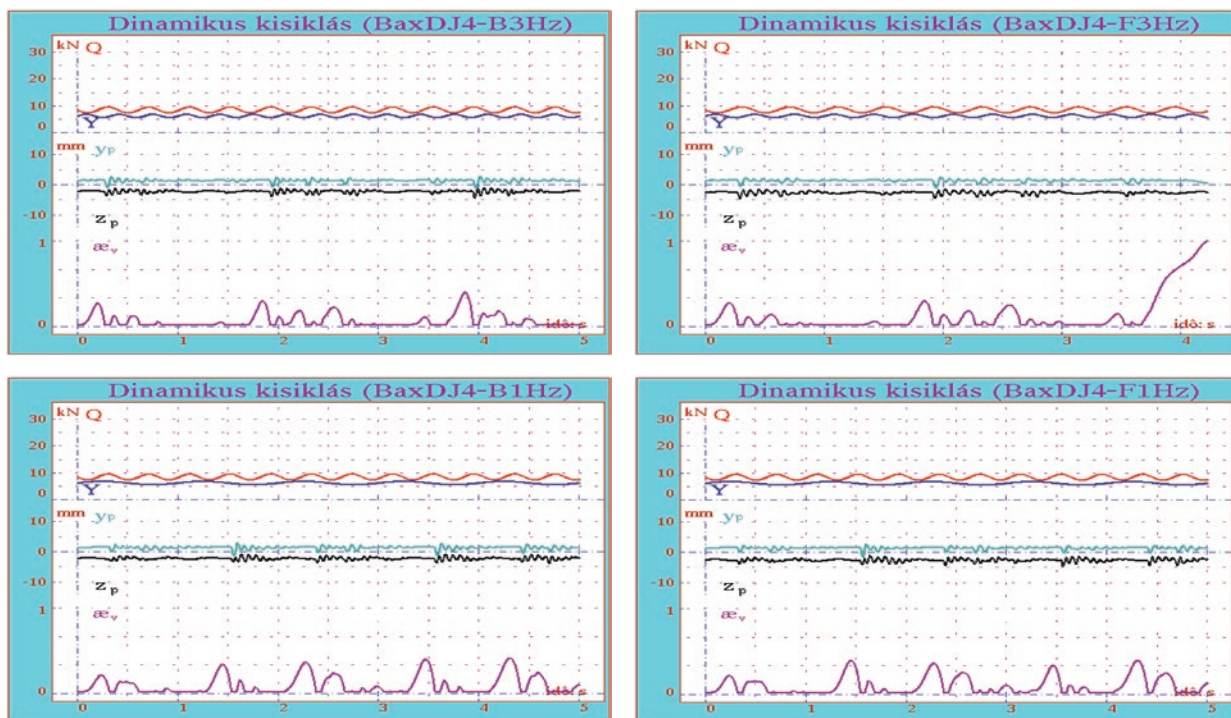
**Eredmények 2:** 4 tengelyes személykocsi „Diamond” forgóvázal (jele: BaxD)

Ebben az esetben a járműszekrény tömege kisebb, de a forgóváz merevebb. A kerékterhelés csökkenés jelenlétében a legmagasabb vizsgált keresztirányú erő-változási frekvencia mellett is valamennyi pályáivben megtörténik a

dinamikus kisiklás. Névleges paraméterek mellett 40 m sugarú pályáivben a legalacsonyabb vizsgált frekvencia mellett megjelenik a dinamikus kisiklás. A statikus futásbiztonság változásának mértéke 1-1.2 %.

A 14. ábra a dinamikus kisiklás időbeli folyamatát mutatja kopott profilok esetén, 40 m sugarú pályáivben történő haladás esetén. Nagyon

érdekes, hogy ebben a szimulációban fa keresztalj esetén a magasabb, 3 Hz frekvenciájú erőváltozáskor 4 s után kisiklás történik, míg az alacsonyabb frekvencia mellett csak szisztematikus kerékemelkedés figyelhető meg, kisiklás nélkül. Ez is mutatja a kisiklási folyamat véletlenszerű tulajdonságát, a véletlen szerepét a kisiklásban.



Kopott profil, Beton keresztalj

Kopott profil, Fa keresztalj

11. ábra. 4 tengelyes személykocsi „Diamond” forgóvázal: R = 40 m

**Eredmények 3:** 2 tengelyes személykocsi (jele: Bak2)

Ebben az esetben a keresztirányú erő változás vizsgált frekvencia tartományában dinamikus kisiklás csak a legkisebb sugarú pályáivben, a kerékterhelés csökkenés jelenlétében történt. A statikus futásbiztonság mértékében a referencia pályáivhez képest nem történt változás.

A dinamikus kisiklás folyamatát a 12. ábra mutatja. Dinamikus kisiklás csak beton keresztalj esetén jelentkezett a keresztirányú erő 3 Hz frekvenciájú változásakor.

**Eredmények 4:** 4 tengelyes mozdony (jele: Mk48)

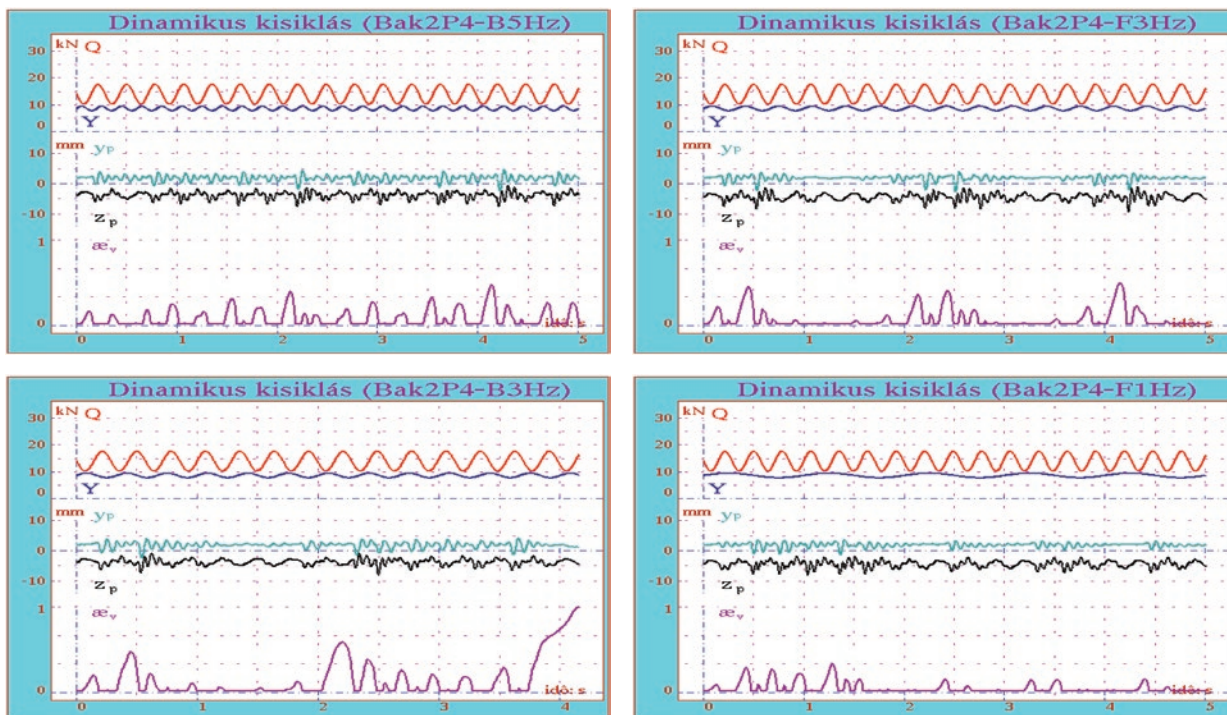
Több esetben nem jelentkezett csökkenés a futásbiztonság mértékében, de esetenként elérte a 1.5-1.8 %-ot. 1-5 Hz közötti keresztirányú erő változás esetében jelent meg a dinamikus kisiklás. A 13. ábra azt az esetet mutatja, amikor 50 m sugarú pályáivben halad a mozdony, és a függőleges erő lecsökken (a pályasüppedés értéke 5 mm). A dinamikus kisiklás több, egymást követő emelkedési periódus után következik be.

**Eredmények 5:** 2 tengelyes mozdony (jele: C50)

Ebben az esetben a jármű függőleges sajátfrekvenciája magas. Kerékterhelés lecsökkenésekor statikus kisiklás esete áll elő. A dinamikai folyamatokat a 14. ábra mutatja. Amint az ábrán látható, statikus kisiklás esetén fél másodperc elegendő a kisiklási folyamat befejeződéséhez.

### 5. ÖSSZEFOGLALÁS

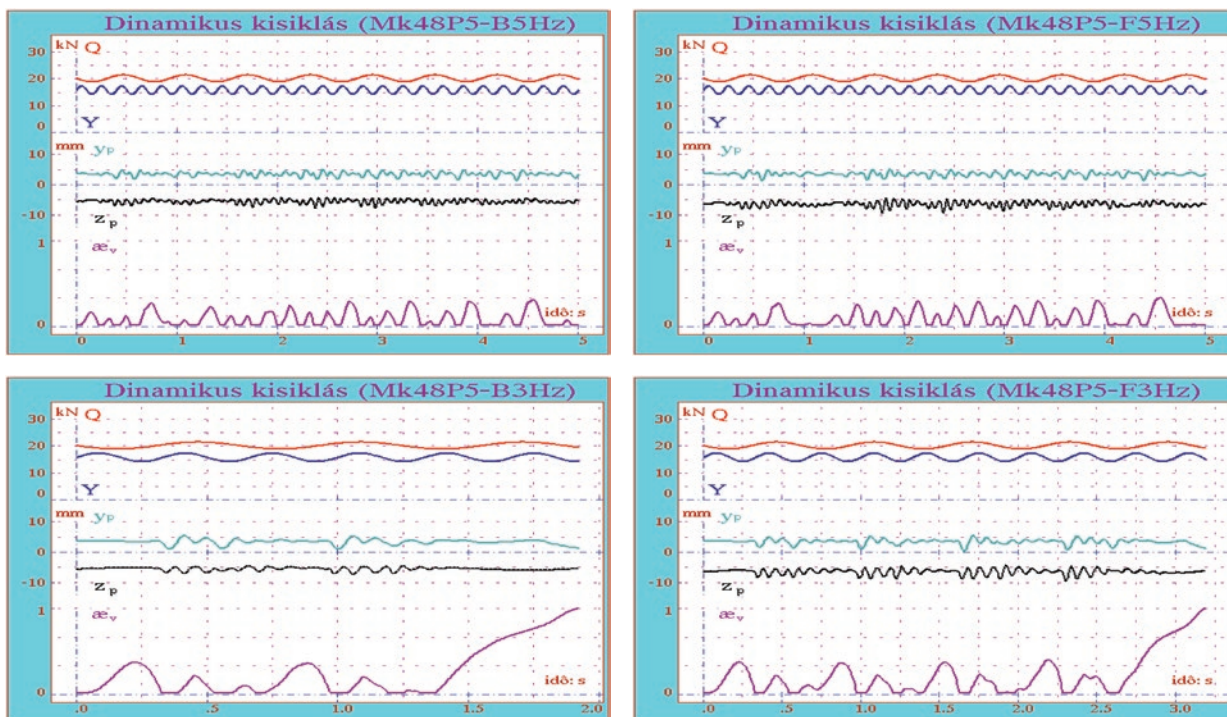
A kutatómunka során megvizsgáltuk 5 különböző keskeny nyomközű jármű



Pályahiba 5 mm, Beton keresztalj

Pályahiba 5 mm, Fa keresztalj

12. ábra. Dinamikus kisiklás eredményei: 2 tengelyes személykocsi: R = 40 m



Pályahiba 5 mm, Beton keresztalj

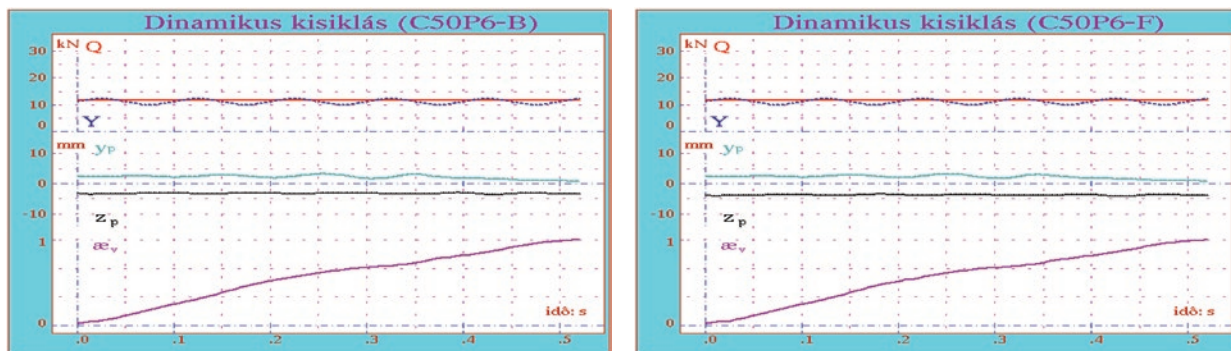
Pályahiba 5 mm, Fa keresztalj

13. ábra. Dinamikus kisiklás eredményei: 4 tengelyes mozdony: R = 50 m

futásbiztonsági viselkedését kis sugarú pályávekben való haladás során. A statikus futásbiztonság megállapításán túl szimulációs úton figyelemmel kísértük a dinamikus kisiklás folyama-

tát is, azaz a kerék és a sín mozgását változó függőleges kerékterhelés és keresztirányú terelőerő esetén. Referenciaként a 65 m sugarú pályávekben kialakuló viszonyokat tekintettük.

A 4 pályávre (65, 60, 50, 40 m sugarú pályák), 2 fajta pálya felépítményre (beton ill. fa keresztaljas kivétel) és 5 járműre (3 személykocsi és 2 mozdony) kiterjedő szimuláció-



Pályahiba 5 mm, Beton keresztalj

Pályahiba 5 mm, Fa keresztalj

14. ábra. Dinamikus kisiklás eredményei: 2 tengelyes mozdony: R = 60 m

kat a normál üzemi körülményeken túl 5 mm mértékű oldal/nyomkarima kopás, a tengelyterhelés csökkenés előidézése érdekében 5 mm-es pályasüppedés, valamint e kettő kombinációja mellett is elvégeztük

A 10 km/h járműsebesség és 0.3 értékű nyomkarima súrlódási tényező figyelembe vételével nyert szimulációs eredmények alapján a következő megállapítások tehetők:

- A statikus futásbiztonság változása a referencia pályáivben érvényes értékhez képest 1-1.8 % között van.
- Az 5 mm mértékű pályahiba jelenlétében az egyik négytengelyes személykocsi, és a kéttengelyes mozdony esetében a statikus kisiklás valamennyi pályáivben fennáll. Ennek oka a személykocsi esetében a kis keréktérhelés mellett a forgóváz és a szekrény közötti elfordulást akadályozó súrlódási nyomaték terelőerőt növelő hatása, a mozdony esetében pedig a kis tengelytávolság és a nagy merevségű függőleges rugózás.

- A vizsgált profil- és ívviszonyok mellett a kerékkopás mértéke nincs lényeges hatással a futásbiztonság és a dinamikus kisiklás alakulására.
- Kisebb tömegű, fa keresztalj a dinamikus kisiklás szempontjából kedvezőtlenebb.
- A dinamikus kisiklás és futásbiztonság szempontjából a vizsgált paraméterek közül a pályahiba jelenléte és mértéke a legkritikusabb.
- A dinamikus kisiklás 40 illetve 50 m sugarú pályáivben jellegzetesen már hamarabb (magasabb terelőerő változási frekvencia mellett) bekövetkezik, mint 60-65 m sugarú pályáivben.
- Az eredmények alapján a „harmadik sín” beépítési határsebességének 60 km/h sebességről 50 km/h sebességre való csökkentése nem jelent lényeges kockázat növekedést a kisiklás elleni biztonság tekintetében.

## 6. REFERENCES

- [1] Szabó, A. (témavezető): Rejtett okú járműkisiklások vizsgálata dinamikai módszerrel, figyelemmel a sebesség növelésére és a megelőzésre. Kutatási jelentés I. (MÁV), BME Vasúti Járművek Tanszék, 1993/1994. (p.50)
- [2] Szabó, A. (témavezető): Rejtett okú járműkisiklások vizsgálata dinamikai módszerrel, figyelemmel a sebesség növelésére és a megelőzésre. Kutatási jelentés II. (MÁV), BME Vasúti Járművek Tanszék, 1993/1994. (p:32)
- [3] Dr. Sostaries György - Dr. Balogh Vilmos: Vasúti járművek. Tankönyvkiadó. Budapest, 1991.
- [4] Zobory István, Szabó András: Járműdinamika és hajtástechnika. Typotex Kiadó. Budapest, 2012.

### Dr. Szabó András

Szabó András 1954-ben született Budapesten. 1973-ban érettségizett a Budapesti Eötvös József gimnázium matematika fizika tagozatán, és felvételt nyert a BME Közlekedésmérnöki Karára, ahol az utolsó évben Népköztársasági Ösztöndíjasként 1979-ben jeles minősítésű gépészmérnöki oklevelet szerzett a járműgépész szak vasútgépész ágazatán. Az Egyetem után 1979-től a Ganz-MÁVAG Hajtóműtervezési Osztályán tervező-mérnökként dolgozott, vasúti vontatójárművek hidrodinamikus sebességváltói és tengelykapcsolói tervezésével, fejlesztésével foglalkozott. Hajtásrendszerek dinamikai szimulációjával foglalkozó dolgozataival két alkalommal Kiváló Ifjú Mérnök címet is nyert. 1982-ben pályázat útján került a Budapesti Műszaki Egyetemre, ahol az akkori Vasúti Járművek Tanszéken 1987-ig tanársegédként, 1988-1994-ig adjunktusként, 1994-2019-ig, nyugdíjazásáig pedig docensként dolgozott.

1987-ben „summa cum laude” minősítéssel műszaki doktori címet szerzett a Budapesti Műszaki Egyetemen hidrodinamikus vasúti erőátvitel dinamikai kérdéseivel foglalkozó munkájával, 1994-ben pedig a műszaki tudomány kandidátusa tudományos fokozatot a vasúti járművek kerék- és sinkopásával foglalkozó értekezésének megvédésével szerezte meg. A PhD címet 1996-ban kapta meg.



2000-2003. között Széchenyi professzori ösztöndíjban részesült, ennek keretében a vasúti kerekek és a sín elhasználódásának optimalizálása területén végzett kutatási tevékenységet.

1994-2009. között tanszékvezető helyettese, 2009-2012. között pedig tanszékvezetője volt a Vasúti Járművek Tanszéknek, majd fél éven keresztül tanszékvezető helyettese az átalakult Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszéknek.

Oktatómunka területén alaptantárgyak oktatásában vett/vesz részt (Mérnöki Fizika, Általános Járműgéptan, Hajtástechnika, Járműdinamika) illetve a vasúti szakterületen a hajtás- és erőátviteli rendszerek, a kerék- és sinkopás, a futásjószág valamint a futásstabilitás témakörökben oktatott, ill. oktat tantárgyakat előadóként, számos Diplomatervezési és Szakdolgozat konzulense. E témakörökben több tanszéki segédletet, és 2 egyetemi jegyzetet írt.

1997-2017. februárjáig több mint 19 éven keresztül látta el folyamatosan az egykori Közlekedésmérnöki, ma Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar oktatási dékánhelyettesi feladatát. Tevékenysége ezen idő alatt meghatározó volt a kari képzési struktúra kialakításában és megvalósításában. Irányította a Kar akkreditációs anyagainak összeállítását 1998-ban, 2009-ben és 2013-ban. Nevéhez fűződik ezen időszak alatt a kari képzések felügyelet, valamint a sorozatos tantervi átalakítások szervezése, struktúráinak, tanterveinek kialakítása. Így 2004-ben a bolognai folyamatnak megfelelő közlekedésmérnöki BSc alapszak kimunkálása, majd a kari közlekedésmérnöki-, járműmérnöki- és logisztikai mérnöki három MSc mesterszak kialakítása 2006-ban. 2009-ben a járműmérnöki BSc alapszak létesítése, 2011-ben részvétel a logisztikai mérnöki BSc alapszak létesítésében. Nevéhez fűződik 2015-2016-ban az új típusú képzési kimeneti követelmények megfogalmazása a járműmérnöki-, a közlekedésmérnöki- és a logisztikai mérnöki- szakok mind BSc mind pedig MSc szintű képzéséhez.

Kutatási tevékenysége általánosan a járműdinamika, a hajtástechnika, a vasúti járművek területén pedig az erőátviteli rendszerek, a futásstabilitás és futásbiztonság területére terjed ki. E területeken több tucat kutató-munkában vett részt kutatóként és témavezetőként.

*Kitüntetései / szakmai elismerései:*

- Mikó Imre díj (megosztva) (2015.)
- „Az Egyetemi Ifjúságért” („Pro Juventute Universitatis”) (2013.)
- Magyar Érdemrend Lovagkeresztje (2013.)
- Széchenyi professzori ösztöndíj: 2000-2003.
- Nívódíj, Budapesti Műszaki Egyetem (1996.)
- Műszaki Irodalmi Díj, Gépipari Tudományos Egyesület (1995.)
- Irodalmi Díj, Közlekedéstudományi Egyesület (1994.)
- Rektori Dicséret, BME (1988.)
- Kiváló Ifjú Mérnök, Ganz-MÁVAG, (1981.,1982.)

### **Dr. Zobory István**

1944. június 25 -én születtem Budapesten. Általános- és középiskoláimat Budapesten végeztem. 1962-ben érettségiztem a *Madách Imre Gimnázium* humán tagozatán. 1962 és 1967 között az Építőipari és Közlekedési Műszaki Egyetemen tanultam. 1967-ben **közlekedésmérnöki oklevelet** szereztem.

1967-ben álltam munkába a *Ganz-MÁVAG Mozdony-, Vagon és Gépgyárban*, ahol a *Hajtóműtervezési Osztályon tervezőmérnök*-ként vasúti vontatójárművek erőátviteli berendezéseinek fejlesztésével foglalkoztam, főként a hidrodinamikus erőátviteli rendszerek konstrukciója és üzemtani méretezése képezte feladatomat. 1968 -tól az *Eötvös Lóránd Tudományegyetem* esti tagozatán matematikai tanulmányokat folytattam. Hat éves tervezőmérnöki gyakorlatom után felvételt nyertem hazai ösztöndíjas aspirantúrára a *BME Vasúti Járművek Tanszékére, aspiránsvezetőm Dr. Horváth Károly tanszékvezető professzor úr volt*. 1974-ben **alkalmazott matematikusi oklevelet** szereztem az ELTE-n. Mint aspiráns, kutatómunkám a vasúti vontatójárművek sztochasztikus terhelési viszonyainak vizsgálatára irányult. 1976-ban **műszaki doktori címet** szereztem a „*Vasúti vontatójárművek terhelési folyamatának vizsgálatára és a terhelésállapot-eloszlás alkalmazása hidrodinamikus hajtásrendszerek tervezésében*” c. értekezésem alapján.

1973-tól a BME Vasúti Járművek Tanszékén dolgozom, előbb ösztöndíjas *aspiránsként*, majd *tudományos munkatársi*, később *egyetemi adjunktusi* beosztásban. Tanszéki oktatómunkámat kezdetben a *Dizelmozdonyok* c. tárgy előadásainak és az *Általános Géptan* c. tárgy gyakorlatainak megtartása képezte. Kutatómunkám több irányban kiszélesedett, a járművek sztochasztikus terhelési viszonyainak kutatása mellett számos nemlineáris járműrendszer dinamikai, valamint hajtás- és fékrendszerekkel kapcsolatos ipari megbízások kutatási feladat megoldásában vettem részt. A **műszaki tudomány kandidátusa fokozatot 1981-ben szereztem meg** „*Vasúti vontatójárművek terhelési viszonyainak vizsgálata és a terhelésállapot-eloszlás alkalmazása hidrodinamikus hajtóművek tervezésében*” c. értekezésem alapján.

1983-ban neveztek ki *egyetemi docenssé*. 1985-től megbízást kaptam a Közlekedésmérnöki Kar angol nyelvű képzésének *kari felelősként* való irányítására. **1986-ban tanszékvezetőnek neveztek ki a BME Vasúti Járművek Tanszékére** mely beosztást 2009-ig, 65-ik életévem betöltéséig elláttam. 1989-től a Közlekedésmérnöki Kar idegen nyelvű képzésért és nemzetközi kapcsolatait érte felelős *dékánhelyettesévé* neveztek ki. 1990-ben a Közlekedésmérnöki Kar *dékánjává* választottak. A dékáni megbízatást ezután két cikluson keresztül – 1991 és 1997 között – teljesítettem. **1993-ban szereztem meg a műszaki tudomány doktora** tudományos fokozatot a „*Vasúti Vontatójárművek Hajtásdinamikája*” c. *munkámmal*. Ugyanezen évben pályázatom alapján *egyetemi tanári* kinevezést kaptam a BME Vasúti Járművek Tanszékére. 1991-től a Közlekedésmérnöki Kar moduláris tantervének bevezetése óta 2009-ig elláttam a *gépészmérnöki szak* szakvezetői teendőit. Hasonlóképp, 1996-tól elláttam a „*Járműgépész szakmérnöki szak*” szakvezetői feladatát egészen a 2014-júniusi nyugállományba vonulásomig. 2002-2014-ig vezetője voltam a **Kandó Kálmán Gépészeti Tudományok Doktori Iskolának**

Eddigi 44-éves egyetemi pályafutásom alatt számos tantárgy tananyagát dolgoztam ki. Így graduális képzésben a „*Dizelmozdonyok*”, a „*Mérnöki Fizika*”, az „*Általános Géptan*”, a „*Vasúti Járművek*”, a „*Vasúti Járművek Tervezése és Vizsgálata*”, a „*Közlekedéstan II.*”, a „*Közlekedéstudományi Ismeretek*”, a „*Járműdinamika*”, a „*Hajtástechnika*”, a „*Vasúti Járműrendszer dinamika*”, a „*Gördülőkontaktusok*”, a „*Vasúti Járművek Üzemeltetéselemélete*”, a „*Jármű rendszerdiagnosztika*” és a „*Közlekedési folyamatok környezetvédelmi optimalizálása*” c. tantárgyakat, a járműgépész szakmérnöki szak képzésben a „*Matematika*”, a „*Gépészeti Rendszertechnika*”, a „*Vasúti Járművek Üzeme és Diagnosztikája*” és a „*Vasúti Járműdinamika és Kontroll*” c. tantárgyakat, továbbá a doktorandusz képzésben a „*Járműrendszerdinamika I.-II.-III.*”, az „*Analitikus Módszerek a Rendszertechnikában I.- II.*”, a „*Sztochasztikus Folyamatok a Rendszerdinamikában I.-II.-III.*”, a „*Járműkutatás – Esettanulmányok I.-II.-III.*” és a „*Funkcionálanálízis Mérnököknek*” c. tantárgyakat alakítottam ki ill. adtam/adom elő. A kétlépcsős (Bolognai-rendszerű) képzésben 2006-tól a BSc szakon (szakokon) az „*Általános járműgéptan*”, a „*Járműrendszerek*”, a „*Járművek és mobil gépek I.*”, a „*Járműdinamika és hajtástechnika*”, a „*Vasúti járműmechatronika*”, a „*Vasúti járműszerkezetek I.*” és a „*Vasúti járműszerkezetek II.*” c. tárgyakat adtam/adom elő. Az MSc szakokon a „*Járműüzem, megbízhatóság és diagnosztika*”, a „*Mérnöki Matematika*”, a „*Rendszertechnika és rendszeranalízis*”, a „*Vasúti járműrendszerek tervezése*” és a „*Vonattövébbités mechanikája*” c. tárgyakat adtam/adom elő. Választható tárgyként a „*Matematikai módszerek a mérnöki gyakorlatban*” c. tárgyat adom elő. Az angol nyelvű képzés B.Sc. kurzusán az „*Engineering Physics*”, a „*Rudiments of Transportation*”, a „*Vehicle Dynamics*” és a „*Drive Technique*” c. tárgyakat, az M.Sc. kurzuson pedig az „*Engineering System Theory*”, a „*Reliability Theory*” és az „*Environment Oriented Optimisation of Transportation Processes*” c. tárgyakat alakítottam ki és adtam/adom elő.

1967-től tagja vagyok a *Közlekedéstudományi Egyesületnek*, 1976-tól pedig a *Gépipari Tudományos Egyesület Gördülőanyag Szakosztályában is dolgozom*. 1989-től a *GTE Gördülőanyag Szakosztály elnöke vagyok*. A *Magyar Tudományos Akadémia Gépszerkezettani Bizottságának Tribológiai Albizottsága* 1987-ben tagjává választott, az *MTA Gépszerkezettani Bizottsága* 1993-ban, az *MTA Közlekedéstudományi Bizottsága* pedig 1994-ben választott tagjává. 2002-ban az *MTA Szilárd Testek Mechanikája Szakbizottság* is tagjává választott. Az *MTA Doktori Tanácsa* (és előd szervezete a TMB) *Építészeti-, Építési- és Közlekedési Szakbizottságának* 1991-óta megszűnéséig tagja voltam. A *Magyar Akkreditációs Bizottság (MAB) Gépészeti Szakbizottságának* 1994-től 2002-ig voltam tagja, 1998 -tól 2002 -ig pedig ezen kívül a *MAB Műszaki Intézményi Szakbizottság* társelnöke voltam. 1994 óta alelnöke vagyok a *PAMM Alkalmazott- és Kompjüter-matematikai Egyetemközi Nemzetközi Hálózatnak*. 1997-ben a MÁV Rt., a BKV Rt. és a Ganz-Hunslet Rt. által megalakított *Vasúti Járműfejlesztési Tanács* elnökévé választott. 2008 és 2004 évek közötti időszakban elláttam az *MTA Gépszerkezettani Tudományos Bizottság* elnöki tisztét.

Számos nemzetközi tudományos konferencia szervezésében vettem részt, tudományos bizottsági tagként, titkárként vagy elnökként. 1988-óta szervezem a „*Járműrendszerdinamika, Identifikáció és Anomáliák*” c. kétévenként megrendezésre kerülő angol nyelvű nemzetközi konferencia sorozatot (VSDIA Konferenciák), 1989-től szervezőbizottsági tagként ill. a két utóbbinál elnökként működtem közre a „*Nemzetközi Vasúti Forgóváz és Futómű Konferencia*” c. háromévenként megrendezésre kerülő három nyelvű nemzetközi konferencia szervezésében, tudományos bizottsági tagként működtem közre a „*IV. International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*” vancouveri világkonferencián, elnöke voltam a Budapesten 1996-ban megtartott „*2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*” konferenciának, valamint az 1997-ben ugyancsak Budapesten megtartott „*15th IAVSD Symposium of Vehicle Dynamics*” világszimpoziumnak. Elnöke voltam továbbá az 1998-ban megrendezett „*4th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*” és a „*6th MINI Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*”, továbbá a 2000-ben megrendezett „*7th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*”, a 2002 -ben megrendezett „*8th MINI Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*” és a 2001-ben megrendezett „*5th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*” Budapesten megtartott nemzetközi tudományos konferenciáknak. Tudományos bizottsági tagként működtem közre a „*CM 2000, International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*” Tokióban megtartott, valamint a „*CM 2003, International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*” Göteborgban megtartott világkonferencián. Elnöke voltam a szintén Budapesten 2004-ben megrendezett „*6th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*”, és a „*9th MINI Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*” nemzetközi tudományos konferenciáknak. Elnöke voltam továbbá a Budapesten rendre 2007-ben, 2010-ben, 2013-ban, 2016-ban és 2019-ben megrendezett *BOGIE'07, BOGIE'10, BOGIE'13, BOGIE'16 és BOGIE'19 c. Nemzetközi Vasúti Forgóváz és Futómű Konferenciáknak*. Hasonlóan, elnöke voltam a Budapesten rendre 2006-ban, 2008-ban, 2010-ben, 2012-ben, 2014-ben, 2016-ban és 2018-ban megrendezett *VSDIA 2006, VSDIA 2008, VSDIA 2010, VSDIA 2012, VSDIA 2014, VSDIA 2016 és VSDIA 2018 c. Nemzetközi Járműrendszerdinamika, Identifikáció és Anomáliák* c. tudományos konferenciáknak.

Az elmúlt 53 évben mintegy 80 ipari és minisztériumi kutatási-fejlesztési projekt témavezetője voltam. Az utóbbi években tudományos munkámat a *sztochasztikus jármű-rendszerdinamika* (járműegységek, járműfüzerek, forgóvázak, *hajtás- és fékrendszerek dinamikája és kontrollja*), a *vasúti „pálya-jármű” rendszer*, a *csúszó/gördülő kontaktusok súrlódásos erőtadási és kopási problémái* valamint a *sztochasztikus szimuláció-járműmegbízhatóság* témakörében végzem. Eddig több, mint 200 szakcikket publikáltam, az ezekre kapott ismert citációk száma több, mint 180.

1998-ban a BME Közlekedésmérnöki Kar felterjesztése alapján az Oktatási Minisztérium **Apáczai Csere János** díjban, 2000-ben pedig az *MTA* a **MÁV Rt.** által alapított **Mikó Imre** díjban részesített. 2004-ben a **MÁV Rt.** „**mérnök-professzori**” címmel tüntetett ki. 2008-ban a Magyar Köztársasági Elnöke a „**Köztársasági Érem Tiszti Keresztje**” kitüntetésben részesített. 2018-ban a Gépipari Tudományos Egyesület **Pattantyús Ábrahám Géza** egyesületi díjban részesített.

2014-ben hetvenedik életévem betöltése napján nyugállományba vonultam. A Közlekedés- mérnöki és Járműmérnöki Kar Tanácsa 2014-ben „**Professzor Emerituszi**” címmel ruházott fel. Így a BME Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kara kötelékében tovább végzem oktatói és tudományos kutatói valamint konstrukciófejlesztői munkámat.

Budapest, 2020. augusztus 31.