Erőművi tartályfedelek szilárdsági vizsgálata

BÉKÉSI ZSOLT

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. Témavezető: Dr. Kovács Ádám, egyetemi docens, adamo@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A szakdolgozatom témája tartályfedelek szilárdsági analízise volt. A legfőbb cél az volt, hogy adott alakú fedelek feszültség eloszlásait meghatározzam analitikus módon és azokat végeselem módszerrel validáljam.

A tartályok fedelének kiválasztása fontos dolog, hiszen a belső nyomás által keltett feszültségek egyes esetekben a tartálytest és fedél csatlakozásban ugrásszerűen megnőnek, amit nehéz előre megjósolni és általában az ott keltett feszültségekre kell méretezni a falvastagságot. Ezek meghatározására készült a szakdolgozat.

Három tartályfedelet vizsgáltam, ezek síkfedél, kúpos fedél, valamint gömbös fedél voltak.



1. ábra. A három vizsgált tartályfedél vázlatai. Balról jobbra: síkfedél, kúpos fedél, gömbös fedél

Alkalmazott módszerek 2.

Elsőként analitikus megoldásokat kerestem a feszültség mezőkre, amiket a síkfedél esetében csak a fedélben ébredő feszültségekre találtam közelítést. A tartálytestben a csatlakozástól messze membrán állapotot feltételeztem, ami kazánformulákkal kiszámítható feszültségeket adott.

A kúpos fedél esetén jól definiált feszültség függvényeket találtam a szakirodalomban. ezek segítségével grafikonokat rajzoltam a külső és belső alkotó mentén egyaránt.

A gömbös fedél esetén szintén előre definiált feszültség függvényekkel dolgoztam, a kiválasztott tartály paraméterek mellett rajzoltam meg az analitikus feszültség függvényeket.

3. Eredmények

A két módszer feszültség eredményeinek összehasonlítását az alábbi ábrák szemléltetik.



2. ábra: Síkfedél feszültségeinek összehasonlítása a belső (balra) és külső (jobbra) sugáron



3. ábra: Kúpos fedél feszültségeinek összehasonlítása a belső (balra) és külső (jobbra) sugáron



4. ábra: A gömbös fedél fedél feszültségeinek összehasonlítása a belső (balra) és külső (jobbra) sugáron

Az analitikus módszerek után ezek ellenőrzéséhez végeselem módszert használtam, amit mindhárom esetben ugyanolyan körülmények között vittem végbe. A tartály modellezéséhez negyedmodellt használtam, ami a szimmetria miatt jól használható ilyen esetekben. A külső és belső alkotó menti útvonalon lekérdeztem a feszültség eloszlásokat és ezeket hasonlítottam össze az analitikus megoldással kapott eredményekkel.

4. Összefoglalás

A hasonló geometriájú tartályok közül a gömbös fedelű bizonyult a legkiszámíthatóbb feszültség eloszlásúnak. A sík és kúpos fedelű tartályok viszont, mivel a csatlakozásban feszültség ugrások jelentkeznek, meglehetősen nagy nyomásokat nem bírnak ki, ám azok kialakítása kedvező olcsóbb szerkezetek esetén.



Ívelt kerékpárváz szilárdsági vizsgálata

Fábián Tamás

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. Témavezető: Dr. Kovács Ádám, egyetemi docens, adamo@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A modern kerékpárak vázszerkezete egyre gyakrabban tartalmaz ívelt elemet, aminek szilárdsági vizsgálatához valamilyen görberúd modell használható. Az ívelt elemekkel lehetőség nyílik többek között a váz tömegének optimalizálására, a jobb terheléselosztásra, a nagyobb terhelhetőségre és az aerodinamikailag kedvezőbb kerékpárváz kialakítására. Dolgozatomban arra kerestem a választ, hogy a szakirodalomban milyen görberúd modellek találhatók az ívelt kerékpárvázban ébredő normálfeszültségek meghatározásához statikus terhelés, homogén anyag és kis elmozdulás esetén. Megvizsgáltam továbbá hogyan érdemes átalakítani a kerékpárváz alakját különféle használati feltételek esetén.



1. ábra: Ívelt kerékpárváz

2. Alkalmazott módszerek

Az ívelt kerékpárvázban ébredő normálfeszültség számítását három különböző analitikus modellel végeztem el.

Winkler-Bach ívelt gerenda elmélete:

$$\sigma = -M \cdot y / (A \cdot e \cdot (r_0 - y))$$

Segura és Armengaud analitikus modellje:

$$\sigma = E \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_0 + \xi} \cdot \frac{N}{E \cdot A} + \frac{\xi}{\rho_0 + \xi} \cdot \frac{M}{E \cdot A \cdot \xi_e} \right)$$

Lenci és Clementi modellje:

$$\sigma = E \cdot \left[\frac{N}{E \cdot A} - \frac{M_Z}{R_G \cdot \int_A \frac{E}{R} dA - E \cdot A} \cdot \left(-\frac{1}{R} + \frac{\int_A \frac{E}{R} dA}{E \cdot A} \right) + \frac{M_R}{\int_A \frac{E \cdot z^2}{R} dA} \cdot \frac{z}{R} \right]$$

A számításhoz szükséges, kerékpárvázban ébredő belső erőket végeselem modell segítségével határoztam meg különböző terhelési esetekben.

3. Eredmények

Az analitikus modellekkel kapott eredményeket a Grashof-képlettel, illetve a Navier-képlettel számolt eredményekkel hasonlítottam össze.

Analitikus modellek	Winkler -Bach [MPa]	Segura és Armengaud [MPa]	Lenci és Clementi [MPa]	Navier + N/A [MPa]	Grashof (I ₀ =I _y) [MPa]
DIN EN 14764 szabvány	144,54	151,34	146,45	85,23	84,81
Ülő helyzetű pedálozás	52,14	54,86	53,10	31,02	30,87
Álló helyzetű pedálozás	74,30	81,22	78,74	47,27	47,06
Első kerekes fékezés	270,59	272,26	265,24	144,02	144,83
Akadályon való áthajtás	250,77	250,48	243,99	131,65	132,40

1. táblázat: Az ívelt elemben keletkező normálfeszültség különböző terhelési esetekben

Sajátfrekvenciák					
Módus	R=1,5 m	R=1,5 m	R=1,5 m	R=1,5 m	R=1 m
	d=30 mm	d=20 mm	d=30 mm	d=35 mm	d=30 mm
	D=31,8 mm	D=31,8 mm	D=40 mm	D=40 mm	D=31,8 mm
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
1	134,5	116,0	153,3	162,6	133,2
2	155,6	134,3	177,4	188,1	155,3
3	301,2	260,7	342,4	363,4	295,0
4	394,2	344,0	443,7	466,7	388,6
5	403.1	349.7	457.3	483.3	394.8

A különféle használati feltételekhez (trekking, városi, Mountain Bike) megfelelő alak megtalálásához modális analízist végeztem

4. Összefoglalás

A megvizsgált három analitikus modell alapján elmondható, hogy az ívelt kerékpár vázakban ébredő normálfeszültséget a keresztmetszet változtatásával lehet nagy mértékben befolyásolni, az ívelt gerendák görbületi sugara szilárdsági szempontból kevésbé lényeges. Az eredményeket összevetve a Grashof-képlettel, illetve a Navierképlettel számolt normálfeszültségekkel elmondható, hogy az ívelt kerékpár vázak többségére jellemző terhelések és kis görbületi viszonyok mellett mindhárom modell túlzottan nagy normálfeszültség értéket eredményez, amellyel a kerékpár vázak túlméretezettek lesznek. Az általam vizsgált kerékpárváz modális analíziséből kiderült, hogy a kerékpárváz alkalmas lehet trekking, városi, Mountain Bike kerékpárként való használatra is. Ahhoz, hogy a Mountain Bike-ként való használat közben elkerüljük a sajátfrekvencián való gerjesztést, a kerékpárcsövek belső és külső átmérőjét egyszerre érdemes megnövelni úgy, hogy közben a csövek falvastagságát is megnöveljük.



2. ábra: A vizsgált kerékpárváz végeselem modellje ANSYS programban

^{2.} táblázat: A vizsgált kerékpárváz sajátfrekvenciái különböző geometriák esetén

Predictive control of connected vehicle systems

FARKAS ÁDÁM

Mechanical Engineering Modelling, Major in Solid Mechanics, 2019/2020/I. Supervisor: Dr. Hajdu Dávid, research assistant, hajdu@mm.bme.hu

1 Introduction

The continuous development in the field of *vehicle-to-vehicle* (V2V) communication leads to a potential solution in the mobility of vehicular traffic. The concept of Connected Cruise Control¹ (CCC), which was utilized in this thesis was first established in a paper² from Gábor Orosz, which uses the available V2V signals in the traffic flow between the vehicles as shown in Fig. 1.



Figure 1: CCC with V2V communication between them.

A predictor model was introduced with the intention of eliminating the time-delay in the control loop. The main interest of the thesis was to analyze the stability diagrams of the time-delayed system for a two-vehicle and a threevehicle model with prediction. The stability analysis was performed for the string stability criteria, which is associated with velocity fluctuations along the vehicular string.

2 Predictor model

A predictor feedback controller was introduced in the thesis which helps the controller to reduce the effect of time-delay in the system. Additionally an uncertainty parameter was introduced to examine the behavior of the system in detail. The system of equations for the two-vehicle platoon has the form of

$$\operatorname{Model} \left\{ \begin{array}{ll} \tilde{h}_{0p}(t) = & \tilde{v}_{1p}(t) - \tilde{v}_{0p}(t) \\ \dot{\tilde{v}}_{0p} = & \delta u_p(t-\tau) \\ u_p(t) = & \alpha(v\tilde{h}_{p-1}(t+\tau)) - \tilde{v}_{p-1}(t+\tau)) \end{array} \right.$$
(1)

stability charts after the calculations as shown in Fig. 2. These charts are useful to visualize the differences between the size of the stable domains for different delays and uncertainty parameters in the system.



Figure 2: Stability charts of the predictive model. The red dashed line is the ideal case, where the time-delay was fully eliminated, while the solid grey area shows the string stable region.

The stability charts show that the string stable domains (denoted by light gray shadings) shrink with increasing time delay, while the δ uncertainty parameter shifts the stable domain to the right-side as its increases.

4 Summary

As an effect of the predictor feedback controller as demonstrated in Fig. 2, the area of the string stable domains were increased compared to the non-predictive model. The in-

$$\begin{pmatrix} u_p(t) = & \alpha(\kappa h_{0p}(t+\tau_p) - v_{0p}(t+\tau_p)) \\ & +\beta \left(\tilde{v}_{1p}(t+\tau_p) - \tilde{v}_{0p}(t+\tau_p) \right) \end{pmatrix}$$

3 Results

creased stability domains for lower control gains help to achieve the desired uniform-flow with lower accelerations, which can provide a more comfortable ride.

The parametric curves of the stability boundaries using the predictor model for the two-vehicle model is illustrated in

 1 Gábor Orosz, 2016, Connected cruise control: modeling, delay effects, and nonlinear behaviour, doi: 10.1080/00423114.2016.1193209 2 Linjun Zhang, Gábor Orosz, 2013, Designing network motifs in Connected Vehicle Systems: Delay effects and stability

Budapest University of Technology and Economics Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 5. www.mm.bme.hu



Modális mérőrendszer építése

FATÉR ZOLTÁN

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető*: Dr. Bachrathy Dániel, adjunktus, bachrathy@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A szerkezeti rezgések tapasztalati vizsgálata mindig különös figyelmet kapott annak érdekében, hogy megértsük és szabályozni tudjuk gépészeti szerkezeteink rezgését a gyakorlatban. Nem várt rezgések ideiglenes funkcióvesztéshez, hibás munkadarabhoz, esetleg a gép tönkremeneteléhez vezethetnek.

A cél egy olyan, impulzusgerjesztésen alapuló modális mérőrendszer építése, amivel kevésbé pontos eredményt igénylő feladatok elvégezhetőek. Például házi feladatok, gyakorlatok labormérései, esetleg szakdolgozatokhoz és diplomatervekhez szükséges mérések.

2. Az elkészült berendezés

Készítettem egy modális kalapácsot, melynek gyorsulását, mint a gerjesztéssel arányos mennyiséget mértem. A rezgés mérésére szintén egy gyorsulásmérőt alkalmaztam, melynek készítettem egy tokot azért, hogy elektromosan vezető felületre is fel lehessen tapasztani. Adatgyűjtőnek egy Arduino Due panelt választottam, amely agy külső RAM-ba menti ki a mérési adatokat.

Számítógéppel a kommunikáció UART soros csatornán történik. Windows operációs rendszer alatt a ModAnArd (Modál Analízis Arduino) nevezetű általam készített program fut. Ebből el lehet indítani a mérést, le lehet kérni az adatokat, és ábrázolni is lehet azokat idő illetve frekvenciatartományban.



3. Eredmények

A berendezés képességeinek tesztelése céljából egy, az egyik végén mereven befogott és koncentrált tömeggel rendelkező acélrúd hajlító lengéseit vizsgáltam. A rúd végén mértem a gyorsulást és 2 cm-enként gerjesztettem a rúd hossza mentén. Az átviteli függvényeket elkészítettem minden gerjesztési pontra. Ezek egy diagramban való ábrázolásával megkaptam a vízesés diagramot, amiről leolvashatóak a lengésképek és a sajátfrekvenciák.



2. ábra–Saját mérőműszerrel készített vízesés diagram, amely a mobilitásokat tartalmazza

Az első három sajátfrekvenciát és az első két lengésképet sikerült egyértelműen meghatározni. A harmadik lengésképben a második csomópont nem vehető ki pontosan, illetve a sajátfrekvenciák körül is vannak 48-49Hz távolságban oldalcsúcsok.

4. Összefoglalás

Összességében elmondható, hogy a mérőrendszert

sikeresen elkészítettem. 0-400 Hz-es tartományban a sajátfrekvenciák és lengésképek meghatározására is kellő pontossággal alkalmas.

 ábra – Az elkészült mérőberendezés; 1: gyorsulásmérő, 2: modális kalapács, 3: cserélhető fejek, 4: visszajelző LED-ek, 5: adatgyűjtő, 6: tápellátás



Autonóm járművek pozíciószabályozása mérési zaj jelenlétében

Fazekas Lajos Máté

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Vörös Illés, doktorandusz, illes.voros@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Napjainkban a járműipar egyik legaktuálisabb feladata a vezetést támogató rendszerek fejlesztése. A dolgozat keretében a jármű oldalirányú pozíciószabályozását vizsgáltam, ami a sávtartásnál és sávváltásnál kerül előtérbe. Célom, hogy a jármű az általam megtervezett útvonalon haladjon végig és lehetőleg ne térjen le a pályájáról. A modellezés, valamint a szenzorok mérésének pontatlansága azonban hibát visz a rendszerbe, amit zajként vettem figyelembe. Az említett negatív hatásokat a szabályozásra numerikus szimulációk segítségével vizsgáltam, majd pedig Kálmán-szűrővel igyekeztem azokat kompenzálni.

2. Alkalmazott módszerek

A járműdinamikában általánosan elfogadott és széleskörűen alkalmazott modell a biciklimodell, mely kanyarodás és oldalirányú viselkedés vizsgálatakor kellően pontosan leírja a jármű viselkedését.



1. ábra. Biciklimodell

A mozgásegyenletek felírásához az Appell-Gibbs módszert alkalmaztam, amelyet gyakran használnak alacsony szabadsági fokú anholonom rendszerek vizsgálatakor. A gumiabroncsoknál ébredő oldalirányú kerékerők és az oldalkúszás között lineáris kapcsolatot feltételeztem. véletlenszerű hatások miatt. Annak érdekében, hogy ezt figyelembe vegyem, érdemes több futtatás eredményét összességében vizsgálni, amire a Monte-Carlo szimuláció alkalmas.

3. Eredmények

A Kálmán-szűrő a sztochasztikus hatások kompenzálásakor segítséget nyújt, a mérési hibát jobban, a modellezés pontatlanságát kevésbé képes csökkenteni. Figyelembe kell venni azonban, hogy a rendszer a szűrő szempontjából idealizált esetnek tekinthető.



2. ábra. A jármű pályája mindkét zaj figyelembe vételével, és a Kálmán-szűrő hatása

Nulla várható értékű fehér zajt használva Monte-Carlo szimulációval visszakaptam a zaj nélküli determinisztikus rendszer beállási pályáját.



3. ábra. Monte-Carlo szimuláció

Az oldalirányú pozíciószabályozáshoz minden időpillanatban szükség van a jármű mozgásának, helyzetének ismeretére, viszont a zaj miatt csak becslés lehetséges. A becsléshez szükség van egy állapotbecslő algoritmusra, ami jelen esetben a Kálmán-szűrő volt. Az említett algoritmus az optimális becslést szolgáltatja, ha a zajok normál eloszlásúak, valamint a rendszer lineáris.

Az egyes szimulációk jelentősen eltérhetnek egymástól a

4. Összefoglalás

A Kálmán-szűrő segítségével sikerült a jármű oldalirányú pozícióját pontosítani. Érdemes lehet ezt az állapotbecslő módszert nem lineáris rendszer esetén, valamint nem normál eloszlású zajokkal is vizsgálni.



Fékezőnyomaték szabályozása dinamikai kerékmodell alkalmazásával

Horváth Ádám

Gépészmérnöki MSc Alkalmazott Mechanika Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Takács Dénes, egyetemi docens, takacs@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A kerékre ható fékezőnyomaték szabályozása alapvető fontosságú a járműdinamikai szabályozók területén, hiszen a jármű mozgásába a kereken keresztül lehet beavatkozni. Ma már a legtöbb személygépjárműben az alapfelszereltség részét képezik a különböző elektronikus rendszerek, melyek segítik a sofőrt a jármű megfelelő irányításában, és vészhelyzet esetén megpróbálják stabilizálni a járművet. Ezek megfelelő működéséhez a kerékdinamika illetve a szabályozóval ellátott kerék minél pontosabb ismerete elengedhetetlen.

2. Alkalmazott módszerek

Mindenek előtt szükség van egy megfelelő kerékmodellre. A dinamikus kefe modell megfelelően képes leírni a kerék dinamikus viselkedését. A kerék és az útfelület egy 2a hosszúságú szakaszon érintkezik egymással. Ezen a szakaszon a gumiabroncs rugalmas elemekkel került modellezésre (1. ábra), melyek végpontjai tapadnak az útfelülethez. A kerékre fékezőnyomaték hat.



1. ábra. A kefe modell vázlatos ábrája

Első esetben az állandó fékezőnyomatékkal fékező kerék lineáris stabilitásvizsgálata került elvégzésre. Ebben az esetben elmondható, hogy a kerék pozitív csillapítás mellett mindig stabil.

Valós körülmények között a kerékre ható fékezőnyomaték megfelelő beállítása szabályozóval biztosítható, hiszen számtalan bizonytalanság terheli a rendszert. Az elektronikus rendszerek jellemzője az időkésés, mely instabilizáló hatással lehet az egyébként stabil kerékre, mely a biztonságkritikus járműdinamikai szabályozórendszerek esetén végzetes következményekkel járhat. vizsgálata került elvégzésre, mely során meghatározható a stabil paraméterek területe a szabályozóparaméterek terében. Először folytonos időkésés mellett, majd – figyelembe véve az elektronikus rendszerek mintavételező működésmódját – diszkrét idejű szabályozást feltételezve is kiszámításra került a stabil paraméterpárok tartománya.

Végül valós járművelvégzett tesztek segtségével a fékező kerék kísérleti vizsgálata került elvégzésre valós elektronikus fékrendszer felhasználásával, melyre lehetőséget a *Knorr-Bremse Fékrendszerek Kft.* nyújtott lehetőséget.

3. Eredmények

A 2. ábrán a folytonos időkésés mellett fékező kerék stabilitástérképe látható. A zölddel jelölt zóna a stabil paraméterek tartománya, míg fehérrel az instabil paraméterek tartományát láthatjuk. Kék színnel a végtelenül instabil állapothoz tartozó paraméterpárok zónája látható.



2. ábra. A folytonos időkésés mellett PD szabályozóval fékező kerék stabilitástérképe

4. Összefoglalás

Végül elmondható, hogy az időkésés hatása nem elhanyagolható módon befolyásolja a PD szabályozóval ellátott kerék stabilitásának alakulsát. A valós körülmények között végzett mérések rávilágítottak arra, hogy a fékrendszerben a különböző nemlinearitást okozó hatások nem elhanyagolhatók, így indokolt a fékező kerék részletesebb vizsgálata.

Így a PD szabályozóval ellátott kerék lineáris stabilitás-



Non-smooth Mechanical Models of Towed Vehicles

HANNA ZSÓFIA HORVÁTH

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics, 2019/2020/I. Supervisor: Dr. Dénes Takács, associate professor, takacs@mm.bme.hu

1 Introduction

The instability of towed vehicles plays a huge role in road transport. If the trailer or semi-trailer is towed within a certain velocity range and it is improperly loaded, the vehicle may start a snaking motion. This motion can even lead to the roll-over of the vehicle causing a serious accident. Several previous studies have investigated the instability of towed vehicles by neglecting the lateral extension of the trailer and by using in-plane models. In these studies, it has been shown that the Hopf bifurcations are subcritical at small velocities. Our goal is to investigate the stability properties of towed vehicles introducing a spatial mechanical model.

2 Mechanical Model

The mechanical model of the two-wheeled trailer can be seen in Fig. 1. The trailer is towed with constant velocity v at the king pin. The motion of the trailer is described with the yaw angle ψ , the pitch angle ϑ , the roll angle φ and the lateral displacement of the king pin u. The center of mass is positioned at point C whose position can be described with parameters e and f.



Figure 1: The spatial, 4 DoF mechanical model of towed two-wheeled trailers

3 Linear and Nonlinear Analyses

The governing equations are derived from the Lagrange

dashed red lines correspond to unstable branches, respectively. The light grey areas correspond to linearly unstable rectilinear motion. As can be seen, supercritical Hopf bifurcation exists at small velocities, however subcritical bifurcation was expected based on the literature. Asymmetry is introduced into the system by the lateral tyre force characteristics. When the bifurcation analysis is carried out with center manifold (CM) reduction, it can be identified that the pitch motion influences the sense of the Hopf bifurcation through second degree terms.



Figure 2: Periodic solution branches and the effect of the vertical position of the center of mass on the linear stability

The results of the numerical bifurcation analysis were validated by semi-analytical calculations and numerical simulations, where fourth order Runge-Kutta method was used.

4 Experiments

A small scale experimental rig was designed and manufactured. The experimental rig was placed on a conveyor belt, whose speed can be modified. The snaking motion could be experienced for all parameter sets, while the rocking motion appeared for only special cases when the center of mass was positioned quite high. It was shown that if the center of mass is before the suspension system, the vibrations have significantly smaller amplitudes.

equation of the second kind. Based on the linear stability analysis of the rectilinear motion, it can be concluded that the pitch motion does not affect the linear stability. Furthermore, the critical towing velocity values can be obtained.

The stability of the periodic orbits were investigated by continuation in *DDE Biftool*. The periodic solutions and the effect of parameter f on the linear stability are shown together in Fig. 2. Continuous blue lines correspond to stable,

5 Summary

The stability of towed two-wheeled trailers was investigated analytically, numerically and experimentally. It was shown that the Hopf bifurcations were supercritical in the relevant speed region despite the fact that subcritical bifurcation was expected based on the literature. In the future, the experimental results should be compared to the theoretical and numerical results.

Budapest University of Technology and Economics Faculty of Mechanical Engineering Department of Applied Mechanics H-1111 Budapest, Műegyetem rkp. 5. – www.mm.bme.hu



Suppression of friction-induced oscillations via dynamic vibration absorber

JIA LIN HU

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics, 2019/2020/I. Supervisor: Dr. Giuseppe Habib, Research fellow, habib@mm.bme.hu

1 Introduction

The aim of this thesis was to investigate the suppression of friction-induced oscillations via dynamic vibration absorber (DVA). Friction induced vibrations are self-excited vibrations generated by instabilities of the system. The instability rises usually from a form of negative damping, that might be the result of velocity weakening friction characteristics. In my investigation I adopted the widely used masson-moving-belt model attaching a smaller mass through a linear damper and spring (DVA). Figure 1 shows the mechanical model.



Figure 1: The host system with the absorber attached

This mechanical structure is excited through the moving belt under the primary mass m_1 and the energy is dissipated through the motion of the secondary mass. The chosen friction model is an exponentially decaying one.

2 Applied methods

After applying Newton's Second Law of Motion, we obtained the equations of motion. With the equation of motion we carried out a linear stability analysis to determine the critical velocities of both system, furthermore optimal parameters were chosen for the DVA, since the stability regions change drastically based on the system parameters.

The next step was to analyse the bifurcation that takes place in the system. We introduced two methods to sim-

time of the event function approach did increase in case of the host system with DVA. After that, we varied belt velocity which was the bifurcation parameter, and we calculated the amplitude of oscillation (bifurcation diagram). We did ramp-up and ramp-down cases of velocity and set the initial condition of the simulation to the end state of the previous simulation case. We checked the robustness of the DVA by modifying the γ frequency ratio and observing the resulting bifurcation diagram. We also attempted to add cubic nonlinearities to the spring and damper of DVA and checked it effects.

3 Results

From the bifurcation diagrams we could conclude that the DVA significantly reduced the instable region. The bistable region shrank significantly and got shifted to lower velocities thus range at which the stable limit cycle exists greatly decreased (see Figure 2).



Figure 2: Comparison of bifurcation diagrams, w/ and w/o DVA (switch model)

From the robustness analysis, we noticed the emergence of a possible secondary mode of the 2DOF system and the nonlinear absorber in our configuration made the DVA worse, however it also raise more questions.

ulate the motion. One method utilises the event functions in the built-in ODE solvers of MATLAB, and the other one is the so called switch model. Event functions are good to detect stick-slip stage changes and halting the integration, furthermore switch models are good for changing the equation of motion at integration steps. We compared the two simulation methods on both systems. The comparison of the two methods did not show significant discrepancies in the results, however we need to note that the simulation

4 Summary

After all, we can conclude that the application of DVA improves on the original system quite significantly, however the robustness of the system still needs some improvements. And from the nonlinear absorber case, we can see possibilities for further investigation. Regarding the simulations, we see that the switch model is computationally less expensive.

Budapest University of Technology and Economics Faculty of Mechanical Engineering Department of Applied Mechanics H-1111 Budapest, Műegyetem rkp. 5. – www.mm.bme.hu



Optimalizált indiánkő tervezése

Kasó Ferenc Áron

Mechatronikai mérnöki BSc, Gépészeti Modellezés Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Bachrathy Dániel, adjunktus, bachrathy@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Az indiánkő mozgásának leírása nagyban hasonlít egy térben gördülő korong mozgásának leírásához. Emiatt a téma iránt érdeklődőknek érdemes kezdetben egy egyszerű korong alakú test mozgását megismerni. A leíró modellt ezután átalakítva már magyarázható az indiánkő mozgása. A fő ok, hogy a tehetetlenségi főirányok és az érintkezési pont fő görbületi irányai kis szöget zárnak be. A speciális geometria miatt a testet megforgatva az egyik irányba egy szokványos (stabil) forgást kapunk, míg a másik irányba forgatva a test rezgésbe jön (ez a forgási irány instabil), majd visszafordul látszólag ellentmondva a perdületmegmaradásnak.



1. ábra. Különleges geometriájú indiánkövek

2. Alkalmazott módszerek

Kezdetben egy térben gördülő korong mozgását vizsgáltam. A korong térbeli helyzetét egyértelműen meg lehet határozni az Euler szögekkel. Ezekkel a szögekkel felírhatóak a testet jellemző sebesség és gyorsulásvektorok is. A mozgásegyenleteket a Newton-Euler egyenletek segítségével írtam fel.



Az indiánkő mozgását különböző tényezők befolyásolják, ezek közül én a tömeg és a tehetetlenségi főirányok és az érintkezési pont fő görbületi irányai közötti β szögek mozgásra hatásait vizsgáltam részletesebben, ezt mutatja a 2. ábra is, ami alapján megkereshető az az optimális tömeg- β arány ami a legnagyobb visszafordulást produkálja.

3. Eredmények

CAD program segítségével létrehoztam különféle indiánkő geometriákat, amik 3D nyomtatással alakot öltöttek. Az 1. és 3. ábrán különböző módokon elkészített indiánkövek láthatók. A 3. ábrán található modell a megfelelő β szög finombeállítására szolgál, míg az 1. ábrán levő testek már a geometriai kialakításukban tartalmazzák a különleges mozgás kialakulásának feltételeit.



3. ábra. Állítható
 β eltérítési szöggel rendelkező indiánkő

4. Összefoglalás

A térben gördülő korongból és ismert mechanikai egyenletekből kiindulva eljutottam egy speciális geometriai tulajdonságokkal rendelkező test mozgásegyenleteinek felírásához. Szimulációk segítségével az indiánkő optimális tulajdonságait kerestem és határoztam meg. Az indiánkő mozgása során gyakran tapasztaltam megcsúszást, ami sok energiát elnyelt, ezért a továbbiakban ennek kezelésére alkalmas modell megalkotásában, az eredeti modell továbbfejlesztésében sok potenciál van még.

[kg] [rad]

2. ábra. Indiánkövek optimális tulajdonságainak vizsgálata különbözőmtömeg és β tehetetlenségi főirány elforgatás esetén



Atomerőművi csővezeték sajátfrekvenciáinak meghatározása

KIS LEVENTE

Mechatronikai mérnöki BSc, Gépészeti Modellezés Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Kovács Ádám, egyetemi docens, adamo@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A gépészeti gyakorlatban a szerkezetek meghibásodásának, tönkremenetelének egyik fő oka a szerkezetek rezgésállapota. A magas szintű rezgések a rezonancia jelenségére vezethetők vissza, amikor is a gerjesztési frekvencia megegyezik a szerkezet egyik sajátfrekvenciájával. A folyadékokat, gázokat szállító csővezetékek folyamatosan ki vannak téve alacsony frekvenciás gerjesztéseknek. Azokon a területeken, - így a *reaktortechnikában* is - ahol sok csővezetéket alkalmaznak, elengedhetetlen tehát a csővezetékek sajátrezgésekre történő méretezése, ellenőrzése. A szakdolgozatomban a VVER-440 típusú reaktorokkal üzemelő MVM Paksi Atomerőmű egyik csővezetékének sajátfrekvenciáinak és lengésképeinek változásait vizsgáltam meg különböző tervezési paraméterek függvényében.



1. ábra. A vizsgált csővezeték nyomvonala ANSYS-ban

2. Alkalmazott módszerek

A sajátfrekvenciák meghatározásához, változásainak vizsgálatához végeselem szoftvert, ANSYS Mechanical APDL-t használtam. Az APDL programban PIPE288 és EL-BOW290 típusú elemeket és vékonygalú cső opciót hasz-

3. Eredmények

Másik nyomvonal	eredeti	eltérés, Hz	eltérés, $\%$
1,798	2,0135	-0,2155	-10,7
4,9021	$2,\!6515$	2,2506	84,88
5,2243	3,5307	$1,\!6936$	47,97
7,1254	4,4816	$2,\!6438$	58,99
7,1429	5,211	1,9319	37,07
7,2611	5,9904	$1,\!2707$	21,21
7,2971	7,1369	0,1602	2,24
7,3814	7,1505	0,2309	$3,\!23$
7,7128	7,3149	-0,3979	$5,\!44$
7,494	7,3389	$0,\!1551$	2,11

1. táblázat. Sajátfrekvenciák (Hz) változása nyomvonal változtatása esetén. A legnagyobb változás piros színnel van jelölve

	$D \times v$		
279×28	273×25	254×16	Különbség
2,0212	1,993	1,8922	0,129
2,669	2,6287	$2,\!4829$	0,1861
3,5148	3,4692	3,3207	0,1941
4,5383	4,4646	4,1869	0,3514
5,1909	5,1344	4,9469	0,244
5,9649	5,8893	5,6416	0,3233
7,1027	7,0103	6,7103	0,3924
7,1162	7,0237	6,7231	0,3931
7,2799	7,1854	6,8782	$0,\!4017$
7,304	7,2096	6,9023	0,4017

2. táblázat. Sajátfrekvenciák (Hz) változása a keresztmetszet változtatásakor, állandó térfogatáram biztosítása mellett. A *Különbség* oszlopban a legnagyobb és legkisebb értékek különbsége szerepel az adott sorban. Piros színnel emeltem ki a legnagyobb különbséget. D - csőátmérő (mm), v - falvastagság (mm).

náltam a végeselemháló elkészítéséhez. A vizsgált tervezési paraméterek: a kényszerek típusa, elhelyezkedése; a cső keresztmetszetének méretei (átmérő, falvastagság); a cső nyomvonala. Mivel a vizsgált csővezeték támaszairól nem állt rendelkezésre információ, két különböző jellegű kényszerezéssel kialakított alapmodellt készítettem a vizsgálatokhoz. A kapott eredmények a dolgozatban részletesen ismertetésre kerültek, jelen poszteren csak két fontosabb eredménytáblázatot tüntettem fel.

4. Következtetések

Jelentősebb változást a sajátfrekvenciákban a nyomvonal változtatásával lehetett elérni. Emellett az is látszik, hogy nagyobb D és v esetén a sajátfrekvenciákban enyhe növekedés tapasztalható. Azonban a változások mértékét tekintve kijelenthető, hogy az atomerőművi csövek sajátrezgésekre való tervezésekor nem az itt vizsgált paraméterek lesznek a kulcsfontosságúak.



Dinamikai tulajdonságok számítása dexel modell alapján

KOZMA-BOGNÁR LEVENTE

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. Témavezető: Dr. Bachrathy Dániel, adjunktus, bachrathy@mm.bme.hu

1. Bevezetés

. A szakdolgozatom célja az volt, hogy Julia nyelven programot fejlesszek, amely anyagleválasztást szimulál kétdimenziós alakzatokon. Az anyagleválasztást végző marószerszámot egy kör szimbolizálta, mely adott pályán haladva a másik alakzat (munkadarab) geometriáját megváltoztatja. A kialakult geometriából ezután a program meghatározza a munkadarab aktuális sajátfrekvenciáit.

2. Dexel modell

A kétdimenziós testek leírására ún. dexel modellt használtam. A dexelek egyenesek, melyek mentén regisztráljuk azokat a pontokat, ahol az egyenes a vizsgált test felületét metszi. Elég sűrű dexelhálóval a test nagy pontossággal reprezentálható. A munkadarab és a marószerszám dexel modellje között kivonás (CUT) muveletet definiáltam.

3. Sajátfrekvenciák

A megmunkálási folyamat bizonyos pontjain meg kellett határoznom a test aktuális sajátfrekvenciáit. Ehhez a végeselem módszert implementáltam Julia környezetbe.

A diszkretizálást uniform, négyzet alakú elemekkel oldottam meg, kétféle módon: az egyik függvény belülrol közelíti a valós geometriát, csak olyan elemek alkotják, melyek teljes terjedelmükkel a testen belül vannak. A másik függvény kívülrol közelíti testet, olyan elemek alkotják, melyek teljesen magukba foglalják a test valódi geometriáját. Az elemméret csökkentésével mindkét módszer a valódi geometria, és a pontos megoldás felé konvergál.

A négyzet alakú elemeket négycsomópontos síkelemként kezeltem síkfeszültségi állapotot feltételezve. A hagyományos merevségi mátrix mellett háromféle tömegmátrixxal kísérleteztem:

- minden csomópontra tettem egy elemnyi tömeget,
- koncentrált elemi tömegmátrixot,
- és konzisztens elemi tömegmátrixot használtam.



1. ábra–Egy csőkarima közelítése kívülről négyzet elemekkel, barnával a felületi (dexel) pontok

4. Eredmények



2. ábra-Az első sajátfrekvencia konvergenciája az elemméret csökkentésével a csőkarima esetében.

A globális mátrixok összeépítése, és a kondenzálás után ezekből számoltam ki a sajátfrekvenciákat.

• a legegyszerűbb tömegmátrix nagyon pontatlan, és nem spórol annyi számítási teljesítményt, hogy megérje.

 Amikor a négyzet alakú elemek képesek pontosan leírni a geometriát, a sajátértékekek az ANSYS 4 csomópontos eleméhez hasonló pontosságot érnek el.

• Ha van geometriai pontatlanság, az lesz a legnagyobb hibaforrás, ezért a hálózást pontosítani kell.



Egykerekű autó laterális dinamikája

MAJOROS TAMÁS

Mechatronikai mérnöki BSc, Gépészeti Modellezés Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Vizi Máté Benjámin, doktorandusz, mate.vizi@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Az egykerekű autó egy különös jármű, mely – mint neve is mutatja – egyetlen kerékkel rendelkezik. A jármű vezetője a keréken belül foglal helyet, ahogy az az 1. ábrán is látszik. Különböző változatai már a 19. század második felében is megjelentek, közlekedési eszközként való mindennapi használata azonban nem terjedt el nehézkes irányítása és instabilitási problémái miatt. Ennek ellenére az automatizált kivitelek egyéb alkalmazási lehetőségei nyitottak.



1. ábra. Az egykerekű autók sebességrekordját tartó prototípus[1]

Térbeli mozgásának mechanikai modellezése korántsem triviális, hiszen anholonóm rendszer, azaz tartalmaz nem integrálható kinematikai kényszert. Dolgozatomban egy ember által irányított egykerekű autó modelljén keresztül vizsgáltam a jármű dinamikáját. A modell felépítésbeli egyszerűsége miatt önvezető változatok tervezésére is alkalmas lehet, ennek megfelelően a szabályozhatóságot is vizsgáltam.

2. Alkalmazott módszerek

A vizsgált modell a 2. ábrán látható.



Az Euler-szögek segítségével leírt modell mozgásegyenleteit két különböző módon is előállítottam: analitikusan az Appell-egyenletek szerint, illetve a PyDy Python nyelvű mechanikai szoftvercsomaggal. A modell további vizsgálatához a kapott egyenleteket linearizálni kellett

3. Eredmények

Az egykerekű autó függőleges helyzete instabil egyensúlyi állapot. Először megállapítottam a kritikus sebességet, amellyel a szabályozatlan modell stabilan képes haladni. A 3. táblázatban szereplő adatokkal $v_{krit} = 1,53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ adódott.

R	Μ	m	g
$0{,}75~\mathrm{m}$	100 kg	$75 \ \mathrm{kg}$	9,81 $\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}$

1. táblázat. Adatok

Két különböző módszerrel is megvizsgáltam a modell szabályozhatóságát. Először egy PD szabályozót próbáltam megvalósítani, majd az állapottér modell irányíthatóságát tanulmányoztam. Ezek közül egyik szabályozási móddal sem lehetett a modellt irányítani.

Végül numerikus szimulációkat végeztem a korábbi eredmények felhasználásával. A 3. ábrán egy 89°-os szöghelyzetből indított, instabil sebességgel haladó egykerekű autó pályája látható.



3. ábra. Egy szimuláció eredménye instabil sebesség esetén

4. Összefoglalás

2. ábra. Az egykerekű autó mechanikai modellje

A numerikus szimulációk eredményei alapján megállapíthatjuk, hogy a modell a valóságnak megfelelően viselkedik, tehát alkalmas további vizsgálatok végzésére. Ezek közül elsőként a megfelelő szabályozási stratégia felállítása a legfontosabb.

 Guiness World Records. https://www.guinnessworldrecords .com/news/2016/9/video-fastest-monowheel-motorcyclespeeds-into-guinness-world-records-2017-book-443140. [Megnyitva: 2019. november 28.].



Kétkerekű vontatmányok egyenes vonalú mozgásának lineáris stabilitása

Mihályi Levente

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Takács Dénes, egyetemi docens, takacs@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Napjainkban egyre több autógyártó cég foglalkozik önvezető járművek fejlesztésével. A legtöbb próbálkozás a személyautókra vonatkozik, utánfutóval kiegészített rendszer vizsgálatára még viszonylag kevés megvalósítás született. A dolgozat fő célja egy olyan szabályozási algoritmus megalkotása, ami egy vontató-vontatmány kombináció egyenes vonalú tolatását képes biztosítani. Ehhez először fel kell állítani egy mechanikai modellt, ami lehetővé teszi a rendszer stabilitási viszonyainak vizsgálatát. Ezt követi a különböző szabályozási módszerek megalkotása, majd a megfelelő algoritmus kiválasztása és tesztelése.

2. Alkalmazott módszerek

A mechanikai modell a szakirodalomban gyakran használt bicikli modell (1. ábra).



1. ábra. Mechanikai modell

A sebességkényszert (V =állandó) tartalmazó anholonom rendszer mozgásegyenleteinek meghatározására a Kane-egyenleteket használjuk, a jármű-talaj közti kapcsolat figyelembevétele pedig a kvázistacionárius kerékmodell alapján történik. A linearizált egyenleteket a sajátértékek



2. ábra. Tesztpados mérőberendezés

3. Eredmények

Mindhárom szabályozási algoritmusban arányos tagok szerepelnek, ezek közül azonban csak az egyik módszer teljesíti a kitűzött célt. Az analitikus számítással kapott stabil tartományokat a numerikus szimuláció eredményei igazolják. A kis sebességű tolatást teszteltük laboratóriumi körülmények között is a helyesnek vélt algoritmussal, különböző erősítési paraméterek mellett. A módszerek összehasonlítását láthatjuk a 3. ábrán.



Ez azt mutatja, hogy a kísérlet eredményeként egy kicsinyített, de hasonló alakú stabil tartományt kapunk az elméletihez képest. A modell egyszerűségére és hátrányaira, valamint a tesztpad pontatlanságára tekintettel az eredmények helyesnek mondhatók.

módszerével vizsgáljuk stabilitási szempontból. Ebből az következik, hogy a tolatás mindig instabil, legyen bármilyen kicsi is a sebesség, tehát valóban szükség van beavatkozásra. Ezt követően bemutatásra kerül három szabályozási algoritmus. Az eredményeket ellenőrizzük numerikus szimulációval, valamint tesztpados méréssel is. A 2. ábrán látható berendezés (a már korábban is rendelkezésre álló tesztpad átalakításával, kiegészítésével) alkalmas a kitűzött feladattal kapcsolatos mérések elvégzésére.

4. Összefoglalás

A szakdolgozat-készítés során elvégzett feladatok: egy személyautó-utánfutó kombinációból álló rendszer stabilitásvizsgálata, erre vonatkozó szabályozás megalkotása, valamint a kapott eredmények kísérleti úton történő tesztelése. A dokumentáció ezen feladatok megoldási lépéseit tartalmazza részletesen, fő hangsúlyt fektetve a negatív sebességgel történő haladásra, azaz a tolatásra.



Marási folyamtok stabilitásvizsgálata nulladrendű közelítéssel

PÁLI KRISTÓF

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető*: Hajdu Dávid, tudományos segédmunkatárs, hajdu@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A munkadarabok gyártása során a célunk a minél pontosabb geometria és/vagy felületi minőség elérése. A szerszámgép rezgése ebből a szempontból káros tényezőként hat. Egyszerűbb esetben csak ront a felületi minőségen, szélsőséges esetben akár a szerszám vagy a munkadarab töréséhez is vezethet. Ebből kifolyólag fontos ismernünk a megmunkálási folyamatot. A szerszámgéprezgéseket leíró mechanikai modellek matematikai szemszögből tekintve késleltetett differenciálegyenletek. Ezeknek a differenciálegyenleteknek a stabilitását szükséges vizsgálnunk, hiszen, ha megfelelő paramétereket választunk, akkor elkerülhetjük a káros nagyamplitúdójú rezgéseket és stabilan tudjuk megmunkálni a munkadarabot.



1. ábra. A két szabadsági fokú marási modell α irányú előtolás esetén

2. Alkalmazott módszerek

A szerszámgéprezgéseket legtöbb esetben az alábbi késleltetett differenciálegyenletekkel jellemezzük. A differenciálegyenlet felírása és megoldása során sok esetben közelítéseket, kerekítéseket, elhanyagolásokat alkalmazunk az egyenletek egyszerűsítésére, például a forgácsoló erőben szereplő G(t) periodikus mátrixot egy időben állandó G_0 mátrix-szal közelítjük, így még viszonylag pontosan, de a számítási igényt figyelembe véve le tudtuk írni a marási modellt.

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}}(t) + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{q}}(t) + \boldsymbol{K}\boldsymbol{q}(t) = \boldsymbol{G}_{\boldsymbol{0}}\big(\boldsymbol{q}(t) - \boldsymbol{q}(t-\tau)\big)$$

A stabilitási diagram meghatározásához a differenciálegyenletet amennyiben lehetőségünk van próbafüggvény használatával, bonyolultabb esetekben numerikusan (például Multidimensional Bisection Method) megoldjuk, majd megkeressük a stabilitás határgörbéit.



3. ábra A marási folyamat stabilitás diagramja

Körkörös furatmarás esetén folyamatosan változik az előtolás iránya, így a marófejre ható erő is. Ennek megfelelően a megoldásunk is átalakul:



4. ábra A körkörös furatmarás stabilitási diagramja különböző α szögek esetén

4. Összefoglalás

Összességében elmondható, hogy a szakdolgozat példákat szolgáltat a késleltetett differenciálegyenletek stabilitásának vizsgálatára, amit a mérnöki gyakorlatban is lehet alkalmazni, valamint ezek megértése jó alapot szolgáltat a hasonló problémák megoldásához.

5. Hivatkozások:

3. Eredmények

A határgörbék ismeretében már felrajzolhatjuk a stabilitási diagramot, mely alapján becslést adhatunk a megmunkálás során alkalmazott paraméterekre. Például az ábráról leolvashatjuk mekkora axiális fogást érdemes beállítani a fordulatszám függvényében.

- [1] T. INSPERGER, G. STÉPÁN (2011): Semi-Discretization for Time-Delay Systems – Stability and Engineering Applications. Springer. Corrected version, January 23, 2017.
- [2] Y. ALTINTAS, E. BUDAK (1995): Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling. Manufacturing Automation Laboratory, Debt. of Mechanical Engineering, The University of British Coulumbia, Vancouver, BC, Canada. Recieved on January 9, 1995.
- [3] D. BACHRATHY, G. STÉPÁN (2012): Bisection method in higher dimensions and the efficiency number. Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering. Recieved 2012-06-30.



Nagy hőterhelésű alkatrész ciklikus képlékeny vizsgálata

PAPP BÁLINT

Gépészmérnöki MSc Alkalmazott Mechanika Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Hénap Gábor, egyetemi docens, henap@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A korszerű energiatermelés egyik lehetősége a fúziós reaktorok használta. A fúzió során az erőmű alkatrészei nagy mértékű, ismétlődő terheléseknek vannak kitéve, melyek számos tönkremeneteli módhoz vezethetnek. Egy ilyen lehetséges tönkremeneteli mód a progresszív képlékeny alakváltozás (*ratcheting*) kialakulása, melynek mérése, előrejelzése nagy kihívást jelentő feladat. A dolgozat témája a progresszív képlékeny alakváltozás numerikus vizsgálata egy jelenleg is tervezés alatt álló, fúziós erőműben található alkatrész egyszerűsített példáján keresztül.



1. ábra. A vizsgált szerkezet végeselemes hálója

2. Alkalmazott módszerek

A dolgozat során bemutatásra kerültek a progresszív képlkékeny alakváltozás fajtái, modellezési és vizsgálati lehetőségei analitikus és numerikus módszerekkel. Bemutatásra kerültek továbbá a *code_aster* szimulációs környezetben felépített lineáris és ciklikus végeselemes szimulációk is. Az egyszerű tervezési kritériumok szerinti értékelés lineáris szimulációk segítségével történt, a hőterhelési karakterisztika, a belső nyomás és a különböző hőmérsékleti gradiensek vizsgálatára ciklikus képlékeny szimulációk segítségével került sor. lációk során a HMH-féle egyenértékű feszültség és alakváltozás csomóponti eredményei kerültek kiértékelésre a kritikus pontokban. A ciklikus szimulációk esetén a progresszív képlékeny alakváltozás kialakulásának és mértékének a vizsgálata a feszültség-alakváltozás görbék elemzésével történt.



2. ábra. A szabvány szerinti kritériumok eredményei



3. ábra. Feszültség-alakváltozás görbék $p=14\,{\rm MPa}$ és $T=300\,{\rm ^oC}$ esetén

4. Összefoglalás

A dolgozat eredményei alapján megállapítható, hogy az egyszerű tervezési kritériumok és a ciklikus szimuláció ered-

3. Eredmények

A kiértékelés során a rugalmas szimulációkra épülő egyezerű tervezési kritériumok erdményei a 2. ábrán láthatók (a piros színnel jelölt terheléspontok nem felelnek meg az adott kritériumnak, a zöld színnel jelöltek igen). A ciklikus szimu-

ményei között egyértelmű kapcsolat nem állítható fel, a hőmérséklet-eloszlástól és a belső nyomás mértékétől függően a két módszer eredményei között nagy mértékű eltérés lehet. A tervezési folyamat során mindenképpen a konzervatívabb egyszerű szabályoknak kell megfelelteni az alkatrészt, amennyiben ez nem lehetséges, úgy a ciklikus szimulációk során a bizonytalanságokat a megfelelő biztonsági tényezőkkel figyelembe venni.



Forgó testek egyensúlyozása a pörgettyűhatás figyelembevételével

Petró Ádám

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Insperger Tamás, egyetemi tanár, insperger@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A forgó testekre érvényes giroszkópikus hatás iránytartó, stabilizáló hatásának számtalan mérnöki alkalmazása ismeretes. A dolgozatomban egy forgó test időkéséssel való szabályozhatóságát vizsgáltam. A problémakörhöz egy közismert példán, az ujjhegyen megpörgetett kosárlabda esetén keresztül közelítettem.



1. ábra. Az alkalmazott modell szabadtest ábrája

2. Alkalmazott módszerek

Először analitikus számítás útján ábrázoltam a forgásmentes eset stabilitástérképét, és kiszámoltan a kritikus időkésést. Ezután a rendszer mozgását Matlab segítségével szimuláltam numerikusan, és úgy határoztam meg a stabilitási kritériumot, hogy az eredmények összhangban legyenek az analitikus úton kapottakkal.



A számítógépes szimulációval vizsgáltam hogyan hat a kezdeti forgássebesség a felső egyensúlyi helyzet stabilitására, majd a forgássebesség és a szabályozás kritikus holtideje közötti kapcsolatot elemeztem.

3. Eredmények

A vártakkal összhangban a forgás növelésével életbe lépő pörgettyűhatás stabilizálja a testet, egyre kisebb paraméterek mellett működik a szabályozás, egy határérték felett pedig már szabályozás nélkül is teljesíti a stabilitási feltételt.

Időkéséses szabályozás mellett azonban nem triviális módon, a forgássebesség nulláról való növelése jelentősen rontja a stabilizálhatóságot. Erre magyarázatot adott a test mozgásának grafikus megjelenítése, mely szerint a kis forgássebességnél jelentős precesszió miatt a holtidős egyensúlyozó erő félreszabályoz. A forgássebesség további növelésével a precesszió csökken, a perdület nő, így rohamosan javul a stabilitás.



2. ábra. A forgássebesség növelésének önstabilizáló hatása

3. ábra. Forgássebesség és időkésés együttes hatása

4. Összefoglalás

Ugyan az alkalmazott modell meglehetősen egyszerű volt, a forgó testek szabályozását illető általános jelenségek vizsgálatára megfelelt. Az elemzés sokféle irányba kiterjeszthető a modell kiegészítésével, módosításával.



Polimer kompozit csövek biaxiális vizsgálati módszerének fejlesztése

RIKLI ÁKOS

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Hénap Gábor, adjunktus, henapg@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Az utóbbi évtizedekben a szálerősített polimer kompozitok szerkezeti anyagként való térnyerése egyre összetettebb igénybevételekkel társult az ilyen anyagból készült szerkezetek esetén. Az erősen anizotrop viselkedés miatt jelentkező feszültségkapcsolódás a többtengelyű igénybevételnek kitett kompozitok tönkremeneteli határait is erősen befolyásolja, a tönkremeneteli határgörbe ismerete létfontosságú az ilyen anyagokkal való tervezéshez. A dolgozatom célja a kéttengelyűen igénybe vett UD szénszál erősítésű, epoxi mátrixú kompozitok vizsgálatára irányuló kísérletekben használt hengeres próbatest geometriájának megtervezése, illetve a test rögzítéséhez használt befogószerkezet optimalizálása a nemkívánatos feszültséggyűjtések csökkentésének érdekében.

2. Alkalmazott módszerek

A próbatest-összeállítások fejlesztését végeselemes módszerrel végeztem ANSYS Workbench 2019 R2 szoftvercsomag segítségével. A végeselemes modellt kizárólag 3D test elemekből építettem fel a feszültséggyűjtő helyeken megjelenő feszültségállapot minél részletesebb megismerésének érdekében. A vizsgálat során a befogószerkezet és a hengeres próbatest közötti ragasztott kötést végtelenül merev és rugalmas kapcsolattal is közelítettem. A dolgozatban összesen nyolc eltérő kialakítást vizsgáltam, ezeket a Tsai-Wu és a maximális feszültség kritériumokkal hasonlítottam össze több terhelési esetre. Az próbatest csavarásnak és axiális húzás/nyomás igénybevételnek volt alávetve.

3. Eredmények

A nem a kívánt helyen, vagy túl korán bekövetkező tönkremenetel szempontjából az axiális húzás által dominált terhelési esetek adódtak kritikusnak.



A feszültségugrást az egyik kialakítás és rugalmas ragasztott kötés modellezésével sikerült csökkenteni. A 2. ábrán látható magas Tsai-Wu kihasználtság az epoxigyanta (narancssárga) és az alumínium befogó (szürke), illetve az epoxi és a próbatest között fennálló merev kötés eredménye.



2. ábra. Rugalmas ragasztott kötéssel modellezett fejlesztett geometria

Látható, hogy a kihasználtság maximuma jóval kisebb, mint a kiindulási esetben, kiterjedése a fentebb részletezett okok miatt megnőtt, azonban a vörös terület értéke csak nem sokkal van a kívánt egységnyi érték felett. A maximális érték is csak nagyon kis térfogaton (egy élen) érvényesül, ezért statisztikailag jóval nagyobb az esélye a tönkremenetelnek a próbatest vizsgálati tartományán, mivel ott nagy térfogaton jelenik meg a vizsgálat során létrehozott egyenfeszültségi állapot és egységnyi kihasználtság. A végeselemes modellezésből adódó feszültséggyűjtéstől eltekintve a kialakítás jónak nevezhető.

4. Összefoglalás

A modellezés elvégzése után négy olyan geometria adódott, melyek használhatóak lennének valós mérések elvégzése során. Ezek közül kettőt nagyobb felbontású hálóval vizsgáltam, így a másik kettő kialakítás vizsgálata lehetséges továbblépés lehetne a jövőben.

Az itt bemutatott befogószerkezet segítségével a kezdeti feszültségcsúcsokat csökkenteni tudtam, azonban az alkalmazott modellezési eljárások miatt a végeselemes analízis továbbra is magas igénybevételt jósol a kritikus zónára. A végtelen merev kapcsolatok a valóságban nem jöhetnek létre, azért ez az igénybevétel feltehetőleg nem okozna gondot egy valós vizsgálatnál.

1. ábra. Kezdeti kialakítás Tsai-Wu igénybevétele a feszültségkoncentrációnál



Viszko-hiperelasztikus habok paraméterillesztési lehetőségeinek vizsgálata

Stéger Zsolt

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Berezvai Szabolcs, doktorjelölt, berezvai@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A polimer habok, de általában a habok széleskörűen felhasznált ipari alapanyagok, a nagy energia elnyelő képességüket kihasználjuk például ütésvédelem során. Egy másik széleskörű emberi felhasználásuk matrac alapanyagként való hasznosításuk. (ún. emlékező matracok, 1. ábra).

A jelentős ipari és hétköznapi felhasználás miatt szükség van egy a tervezés során megbízhatóan használható anyagmodellre. Egy ilyen anyagmodell lehet a hiperelasztikus és viszkoelasztikus anyagmodellek összekapcsolásából származtatott viszko-hiperelasztikus konstitutív modell.

A szétválasztott paraméterek illesztéséhez és az ellenőrzéshez szükséges adathalmazt három különböző mérés segítségével kaptam meg. Ciklikus mérés az elasztikus, relaxációs mérés a viszkózus jelleget leíró paraméterek meghatározásához és egy punch-tesztet validáláshoz.



1. ábra. Viszkoelasztikus habok mechanikai viselkedése

2. Paraméterillesztés

A polimerhabok viselkedését leíró viszkoelasztikus anyagmodell leírására szétválasztott paraméterillesztést alkalmaztam. Az elasztikus viselkedést Ogden-Hill modellel, a viszkózus jelleget Prony-sorozattal írtam le. Dolgozatom célja e stratégiát több módszerrel is elvégezve a szétválasztott illesztés pontosságának vizsgálata.

A paraméterek illesztése alternatív módszerként történ-

felterhelési idő utáni relaxációs szakaszára történik, konkrétan egy módosított $\overline{E}(t)$ relaxációs moduluszra. A "**klasszikus**" módszerben a Prony-sorozatot illesztem közvetlenül a relaxációs szakaszra. A "**ZP**" módszer során Zapas és Philips által javasolt módon illesztettem, a valós relaxációs időt t-T/2-nek kell venni (T a felterhelés ideje). A "**10T**" módszer során csak mérési eredmények $t \geq 10T$ részét vettem figyelembe. A "**Sor-Mal**" módszert Sorvari és Malinen javasolták a ZP módszerre választként.

3. Eredmények

A meghatározott rugalmas- és viszkózus paraméterek együtt írják le a habok viselkedését. ABAQUS szoftver segítségével egyesítettem őket. Az illesztett paraméterek jóságát a relaxációs méréssel való összevetés alapján döntöttem el. Ehhez felépítettem egy VEM-modellt mely a kiértékelt relaxációs mérést képezte le. A modellezett eredmények a mérési adatokkal a 2. ábrán láthatóak.



2. ábra. Kapott eredmények összehasonlítása a mérési eredményel

4. Összefoglalás

hetne zárt alakban is. Ilyen esetben a két paramétercsoport egyszerre kerülne meghatározásra.

A hiperelasztikus paraméterek illesztése során az összetartozó λ nyúlás értékekből generált pontokra történik. Az "**A**" módszer során a generált pontok a feszültségcsúcsok felezőpontjába kerülnek. A "**B**" módszerben a legenerált pontok olyan arányban osztják fel a feszültségcsúcsok közti távolságot amilyen a feszültség csúcsok aránya.

A relaxációs paraméterek illesztése a mérési adatok ${\cal T}$

A polimerhabok sejtszerkezetű anyagok amelyek jellemző viselkedése a nagy alak- és térfogatváltozás és viszkoelasztikus anyagi viselkedés. A felhasználás miatt szükséges az anyagi viselkedésük helyes leírása. Egy ilyen a kapcsolt viszkohiperelasztikus konstitutív modell. E leíró modell megalkotása nehéz, ezért szétválasztottam a paramétereket, külön elasztikus és viszkózus jelleget leírókra. A két paramétercsoportra több módszerrel végeztem el az illesztést, majd ezeket párosítva egy VEM modellel ellenőriztem.



Szabadvezetékek lengésének csillapítása

Sümegi Valér

Mechatronikai mérnöki BSc, Gépészeti Modellezés Specializáció, 2019/2020/I. Témavezető: Dr. Miklós Ákos, tudományos munkatárs, miklosa@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A szabadvezetékek élettartamát jelentősen csökkentik a szél hatására létrejövő kis amplitúdójú nagyfrekvenciás rezgések. A ciklikus igénybevétel következtében az anyag kifárad, repedések jelennek meg, majd egy nagyobb igénybevétel hatására leszakadnak, ezzel komoly károkat okozva.

A tanulmány célja egy vezeték függőleges irányú rezgését leíró modell alkotása, illetve annak kiegészítése passzív lengésfojtóval, majd a berendezés hatásosságának vizsgálata.



1. ábra. Egy szabadsági fokú lengésfojtóval ellátott szabadvezeték modellje

Modellalkotás $\mathbf{2}.$

A szabadvezeték matematikai modelljének megalkotása során a húr és az Euler-Bernoulli rúdelmélet sajátosságait használtam fel, továbbá a vezeték belső és a légellenállásból adódó csillapítását is figyelembe vettem. A vezeték mozgásegyenletét kiegészítettem az egy szabadságfokú lengésfojtó modelljével.

$$EI\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} - T\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} + m_{\rm sp}\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + c\frac{\partial y(x,t)}{\partial t} = F$$
$$F := F_{\rm ex}(t) + F_{\rm a}(t)P(x)$$
$$F_{\rm a}(t) = k\left(y(x_{\rm c},t) - \eta(t)\right) + c_{\rm a}\left(\frac{\partial y(x_{\rm c},t)}{\partial t} - \frac{\partial \eta(t)}{\partial t}\right)$$

Az így kapott differenciálegyenlet rendszert explicit séma alapján diszkretizáltam, majd a véges differencia módszert alkalmazva MATLAB[®] 2019b matematikai szoftver segítségével megoldottam.



2. ábra. A szabadvezeték egy pontjának állandó frekvenciájú gerjesztés hatására létrejött rezgése

További vizsgálatokat végeztem a lengésfojtó felrögzítési pozíciója és a szerkezet hatásossága közötti összefüggés megállapítására.



3. ábra. A szabadvezeték egy pontjának változó frekvenciájú gerjesztés hatására létrejött frekvenciaátviteli függvénye

3. Eredmények

A szabadvezeték rezgéseit a szimuláció során lengésfojtóval, illetve anélkül vizsgáltam. Allandó és változó frekvenciájú gerjesztést alkalmazva egy-egy pontjukra meghatároztam a kitérés-idő és frekvenciaátviteli függvényt.

4. Összefoglalás

A szimulációk kimutatták, hogy a passzív lengésfojtó hatékonyan csillapítja a ciklikus gerjesztés hatására kialakult rezgéseket, amennyiben megfelelő a behangolása. Továbbá a vizsgálatok igazolták, hogy a lengésfojtó felrögzítésének pozíciója jelentős mértékben befolyásolja az eszköz hatásosságát.



Experimental and numerical investigation of viscoelastic rubber-foam ball impacts

Bence Szabó

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics, 2019/2020/I. Supervisor: Dr. Attila Kossa, associate professor, kossa@mm.bme.hu

1 Introduction

I former investigation lead to this one, where the impacts of viscoelastic rubber-foam balls were considered. Measurements and numerical simulations were carried out. The structure of the investigated material can be seen in Fig. 1.



Figure 1: The structure of the investigated material.

2 Applied methods

During the investigation of the material, cyclic compression and tensile tests and an additional compression test were carried out. The hyperelastic material model parameters could be determined based on these tests, which can be seen in Fig. 2.



Figure 2: The fitting of the material model.

Then the impact of spheres at different velocities were investigated with the help of high speed camera recordings. One frame of a video can be seen in Fig. 3. Finally based on the measurement results, finite element analysis were carried out. The proper Rayleigh damping parameters were sought to describe the impacts. Furthermore the effect of the friction coefficient between the bodies were also investigated.

3 Results

After an iterative simulation process the appropriate Rayleigh damping parameters at each velocity were obtained. Then a function was fitted to describe this parameter, which can be seen in Fig. 4.





The damping parameters were determined based on the velocities and then the deformed shapes could be compared with the measurement. This can be seen in Fig. 5.





Figure 3: One frame of the high speed camera recordings.

Figure 5: The deformed shapes obtained by the measurement (upper row) and the simulation (lower row).

4 Summary

It was shown that the hyperelastic material model with additional Rayleigh damping can sufficiently describe the behavior of the investigated material during impacts.

Budapest University of Technology and Economics Faculty of Mechanical Engineering Department of Applied Mechanics H-1111 Budapest, Műegyetem rkp. 5. – www.mm.bme.hu



Stabilometriai mérőszámok az egyensúlyozó-teljesítmény értékelésére megvezetett inga egyensúlyozása esetén

SZÉCSI EVELIN

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető*: Nagy Dalma *doktorandusz*, dalma.nagy@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Az egyensúlyozás manapság kiemelt fontosságú. Megértése hozzájárul ahhoz, hogy a mozgásukban már korlátozott, idősebb emberek mozgáskoordinációját lehessen fejleszteni, és ameddig lehet, teljes életet élhessenek. Mérnökként ehhez anynyiban tudunk hozzájárulni, hogy felállítunk különféle modelleket, szabályzásokat keresünk ezekhez és szimulációkat futtatunk. Ezeket utána összehasonlítjuk a mért adatokkal. Igy tudunk valamiféle képet kapni az egyensúlyozás mindmáig ismeretlen mechanizmusáról. A dolgozatomban azért vizsgálom a rúdegyensúlyozást, mert egy viszonylag egyszerűen végrehajtható egyensúlyozási feladatnak mondható, egyúttal tartalmazza az egyensúlyozás fontosabb jellemzőit. A vizsgált megvezetett inga egyensúlyozása közben nagy szerepe van az időkésésnek. Ez az emberi érzékelést hivatott szemléltetni, mégpedig úgy, hogy a szabályzásba olyan módon kerül beépítésre, mintha egy ember reakcióideje lenne.



1. ábra. A vizsgált modell

A dolgozatom során az 1. ábrán bemutatott modellre keresek szabályzást, és a szimuláció során kapott eredményekkel statisztikát végzek, amit összehasonlítok a mért eredményekből kapott statisztikai adatokkal, és következtetést vonok le az egyensúlyozó teljesítménnyel kapcsolatban. A stabil tartományból ezután kiválasztottam egy-egy stabil pontpárt, mindkét rúdhosszra (40 és 90 cm), amikkel a mérések folytak. Ezekkel a pontpárokkal ezután futtattam egy szimulációt, vizsgáltam a rendszer válaszát, valamint az eredményekből számítottam egyes stabilometriai mérőszámokat, amik az adatok statisztikai jellemzésére alkalmasak. A statisztikát elvégeztem a mérési eredményekkel is, hogy a kapott eredmények összehasonlíthatóvá váljanak.

3. Eredmények

Stabilometriai mérőszámok közül nevezetesen a pályahossz, átlagsebesség, RMS, RANGE, medián frekvencia, átlagos teljesítmény-frekvencia, 95%-os konfidenciaintervallum, illetve a frekvencia függvényében felhasznált teljesítmény-hányad került kiértékelésre. Ezen mérőszámok alapján lehetett következtetni az egyes alanyok egyensúlyozó teljesítményére.



2. ábra. Felhasznált teljesítmény-hányad.

4. Összefoglalás

2. Alkalmazott módszerek

A rúdegyensúlyozásra alkalmazható szabályzások közül a PD-szabályzásra esett a választásom. Ezt a szabályzást a szabályozó erőbe lehet beépíteni a következőképpen:

 $F_{PD} = K_P \varphi(t - \tau) + K_D \dot{\varphi}(t - \tau)$. A legfontosabb az volt, hogy K_P és K_D értékeit meghatározzam, amihez először egy stabilitásvizsgálatot kellett végeznem a D-görbék segítségével. A statisztikában használt stabilometriai mérőszámok segítségével jól lehetett jellemezni az alanyok egyensúlyozási stratégiáját. A pályahossz, az inga szögkitérései (RMS) és az átlagsebesség alapján meg lehetett mondani, hogy ki bizonyult ügyesebbnek(kicsi szögkitérés, kis korrigálás, kicsi pályahossz és sebesség), ki kevésbé ügyesnek (nagy szögkitérések, nagyobb korrigálás, terjedelmes pályahossz, nagyobb átlagsebesség). A felhasznált teljesítmény-hányad alapján pedig az alanyok gyakorlottságára és egyensúlyozó-teljesítményére lehetett következtetni.



Numerikus modális analízis IGA alkalmazásával

TAKÁCS DONÁT

Mechatronikai mérnöki BSc, Gépészeti Modellezés Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Hénap Gábor, adjunktus, henapg@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A modális analízis széles eszköztárának egyik gyakran használt numerikus módszere a végeselemes módszer (VEM). A VEM egy új megközelítése az izogeometrikus analízis (IGA), melyben NURBS-alapú elemeket és bázisfüggvényeket alkalmazva nem csak egzaktul reprezentálhatóak görbült alaksajátosságok, hanem a formafüggvények elemhatárokon tekintett folytonosságának mértéke is könnyedén növelhető.

Az IGA ezen tulajdonságai mind túlmutatnak a klasszikus VEM lehetőségein, és általuk a sajátfrekvenciák meghatározása is pontosabbá válik. Dolgozatomban a két módszer közötti különbséget az Euler–Bernoulli- és a Timoshenko-féle gerendaelméleten alapuló modellek izogeometrikus diszkretizációjával kapott eredményeken keresztül vizsgáltam.



1. ábra. Az izogeometrikus végeselemek kontrollpontjai a hagyományos csomópontokkal analógok, azonban elválnak a geometriától. (A példán egy két oldalán támasztott rúd hetedik közelítő sajátfrekvenciája látható.)

2. Alkalmazott módszerek

Az Euler-Bernoulli- és a Timoshenko-féle rúdelméletekből származó folytonos sajátérték-feladatokból a Galjorkinmódszer segítségével vezettem le izogeometrikus diszkrét modelleket. A Timoshenko-féle elmélet esetében ez egy, a szakirodalomban nem látott, újszerű megközelítést eredményezett. A teljes numerikus módszert implementáltam is egy saját *Wolfram Mathematica* kódban.

3. Eredmények

Az izogeometrikus módszer mindkét esetben számottevően jobb eredményt adott mind a közelítő sajátfrekvenciák diszkrét spektrumát (2. ábra), mind az egyes sajátfrekvenciák konvergenciáját (1. táblázat) nézve.



2. ábra. A Timoshenko-elméleten alapuló elemekkel számított közelítő sajátfrekvenciák diszkrét spektruma N = 1000szabadsági fok esetén.

	1%-os hiba min. Do F $$				
n	IGA	BEAM188	BEAM189		
1	6	22	12		
2	10	42	20		
3	14	58	28		
4	18	76	32		
5	22	100	40		
6	26	116	48		

1. táblázat. Az első hat sajátkörfrekvencia 1%-os pontosságú meghatározásához szükséges minimális szabadsági fok a Timoshenko-féle elméleten alapuló elemek esetén.

Az izogeometrikus módszerrel kapott numerikus eredményeket a megfelelő elméletekből kapható egzakt analitikus megoldásokkal is összevetettem, valamint hasonló módon összehasonlítottam a ma használt, klasszikus VEM-en alapuló elemek által adott értékkel is.

4. Osszefoglalás

Az izogeometrikus módszer biztató eredményeket adott a numerikus modális analízis ezen egyszerű példáin. A továbbiakban érdemes lenne magasabb dimenziós eseteket is vizsgálni, valamint olyan geometriákat, melyekben jobban érvényesülhet az izogeometrikus modellek egzakt geometriai reprezentációja. Emellett további munkát igényelne egyes nehezen kezelhető peremfeltételek megvalósítása is.



Forgácsolási erő karakterisztika mérése és illesztése különböző anyag típusokra

TATAI ÁLMOS GÁBOR

Mechatronikai mérnöki BSc, Gépészeti Modellezés Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető:* Dr. Bachrathy Dániel, adjunktus, bachrathy@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A gépészetben leggyakrabban használt alkatrészgyártási eljárás a forgácsolás. Több szempontból is fontos a forgácsolás során fellépő erők ismerete. Kiszámíthatjuk az erőkből a forgácsolás teljesítményszükségletét és következtethetünk belőlük a szerszám kopására.

A forgácsolás során ébredő erők több paramétertől függnek, ezek egyike a forgácsvastagság. Ha ábrázoljuk a forgácsvastagság függvényében az ébredő forgácsolóerőt, egy karakterisztikához jutunk. Ennek a karakterisztikának a meghatározása eddig sok marási folyamat során végzett mérést igényelt, célunk, hogy egy olyan mérési eljárást fejlesszünk ki, amellyel néhány marás elvégzése után meg tudjuk határozni ezen karakterisztikát.



1. ábra. A mérés folyamata

2. Alkalmazott módszerek

A mérések során optikai elven működő szögjeladóval vizsgáljuk a főorsó, így a szerszám körbefordulásait, és mérjük az ébredő erőket. A szögjeladó által minden pillanatban ismerjük a szerszám egyes fogainak szöghelyzetét (φ_k), így a mért x, y és z irányú erőket át tudjuk transzformálni a szerszám tangenciális, radiális és axiális irányú koordinátarendszerébe:

$$\begin{bmatrix} F_t \\ F_r \\ F_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos(\varphi_k) & \sin(\varphi_k) & 0 \\ -\sin(\varphi_k) & -\cos(\varphi_k) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F \end{bmatrix}, \quad (1)$$

ahol f_N a fogankénti előtolás értéke.

Tehát az általam kifejlesztett feldolgozási eljárással egy körbeforduláson belül az adott pillanatbeli erőkhöz hozzá tudjuk kapcsolni a számított forgácsvastagságot. Így egy mérés elegendő egy adott forgácsszélességre a karakterisztika meghatározásához. Ha a forgácsszélességet (w) is változóként akarjuk kezelni, több különböző fogásmélységgel végzett méréssel ezt is meg tudjuk tenni.

3. Eredmények

A félév során több különböző anyagra végeztünk méréseket. Az eljárást 2024 T351 alumínium használatával fejlesztettük ki és teszteltük. A karakterisztika a vártnak megfelelően egy konstans eltolt lineáris függvény lett.

A forgácsszélességet is változóként kezelve a keresett erő-karakterisztika 2024T351 alumíniumra:

$$F_t(h,w) = 706, 5\left[\frac{N}{mm^2}\right] \cdot h \cdot w + 41, 5\left[\frac{N}{mm}\right] \cdot w + 7, 34\left[N\right]$$
(3)



2. ábra. 2024 T351 alumínium során kapott karakterisztikák $F = 1000 \ mm/min$ előtolással, több különböző forgácsszélességre, a (3) egyenlettel illesztett egyenesekkel.

Végeztünk méréseket sárgaréz, *AlMgSi 0,5* alumínium, vörösréz és bronz használatával is. Ezeknél az anyagoknál kaptunk eredményül nemlineáris és hiszterézises karakterisz-tikákat is.

$\begin{bmatrix} \Gamma_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_z \end{bmatrix}$

ahol k azon fog sorszáma, amelyik éppen vág.

Az (1) összefüggéssel bármely szerszám szöghelyzetre meg tudjuk határozni a szerszámra ható erőket. Ezeket a keresett karakterisztika ábrázolásához össze kell vetnünk az ugyanazon szöghelyzethez tartozó forgácsvastagsággal. Mivel a forgácsvastagságot (h) nem tudjuk mérni, ezt elméleti úton számíthatjuk bármely foghoz:

$$h_k(t) = f_N \cdot \sin(\varphi_k(t)), \qquad (2)$$

4. Összefoglalás

A dolgozat eredménye tehát egy gyors, anyagtakarékos mérési és feldolgozási eljárás a marás során ébredő erőkarakterisztikák meghatározására.



Járműmodell paraméterezése szimulációs környezetben

VIRÁG DOMONKOS

Mechatronikai mérnöki BSc, Gépészeti Modellezés Specializáció, 2019/2020/I. *Témavezető*: Vörös Illés, doktorandusz, illes.voros@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Napjainkban a mérnöki munka elengedhetetlen eszközei a különböző valós idejű szimulációs programok, hiszen használatukkal jelentős fejlesztési költségek takaríthatók meg. Azonban egy bonyolultabb rendszer, mint például egy légfék-rendszerrel szerelt haszongépjármű esetében a modellezett komponensek paraméterértékeinek megválasztása igen nagy gondosságot igényel. Az egymásra ható alrendszerek olyan előre nem látott viselkedéseket eredményezhetnek, amelyek a szimuláció eredményeit használhatatlanná tehetik. E dolgozat fő célkitűzése volt egy járműszimulációs program azon alrendszerének hangolása, amely a járművet az úton tartja a kormányszög szabályzásával. A laterális kontroller elnevezésű alrendszer helytelen viselkedésének szélsőséges esetét szemlélteti az 1. ábra, ahol a kerék oldalirányú rugómerevségének igen alacsony értékeinél tapasztalt viselkedés látható a helyes, pirossal jelölt érték mellett.



1. ábra. A jármű úthoz viszonyított pályája I.

2. Alkalmazott módszerek

A MATLAB alapú szimulációs programban található laterális kontroller módosítása a rendelkezésre álló időkeretben nem volt megvalósítható, viszont a működése és az általa végzett számításokban felhasznált jármű paraméterek ismertek voltak. Így ezek változtatásával már számítógépes mérések által megfigyelhető volt a kontroller viselkedése. A vizsgált paraméterek az alábbiak:

– a súlypont hosszirányú helyzete,

3. Eredmények

A mérések során tapasztaltak megerősítették a vizsgálatok szükségességét, hiszen néha olyan esetekben is nem megfelelő viselkedést mutatott a jármű, amik ugyan csak extrém helyzetekben, de a valóságban is előfordulhatnak. A legtöbb esetben a jármű vagy elkezdett az út mentén haladva, annak egyik oldaláról a másikra lengeni (1. ábra), vagy teljesen elvesztette az irányítást, és az út melletti körözésbe kezdett, ahogy ez látható a 2. ábrán.



2. ábra. A jármű úthoz viszonyított pályája II.

A mérési eredmények ismeretében meg kellett hozni egy mérnöki kompromisszumot. Ki kellett választani a paraméterek azon értékekeit, melyek úgy felelnek meg a valóságnak, hogy közben a szimuláció is helyesen működik. A megfelelőnek ítélt értékekkel a jármű a *3. ábrán* látható módon végezte el a mérési manővert.



3. ábra Helyesnek ítélt viselkedés

a függőleges súlyponti tengelyre számított tehetetlenség,
és a kerekek oldalirányú rugómerevségei.

A fenti paraméterek értékei olyan tartományokban kerültek vizsgálatra, amelyek néha jóval a valós értékeken kívül estek. Ám fontos megjegyezni, hogy egy haszongépjárműnél a gyakori és nagy mértékű terhelésingadozás főleg az első két paraméter értékét a személygépjárműveknél megszokottnál sokkal erőteljesebben módosítja.

4. Összefoglalás

A szakdolgozat célja teljesült, miszerint sikerült úgy behangolni a kontrollert, hogy a mindennapi munka során végzett tesztek esetében a hibás viselkedés nem áll fent, a valós idejű szimulációt magára lehet hagyni. Az ezen túlmutató jövőbeni feladat a laterális kontroller módosítása a mérések során szerzett tapasztalatok figyelembevételével.

