

Experimental and numerical analysis of impact phenomena of squash ball and racket

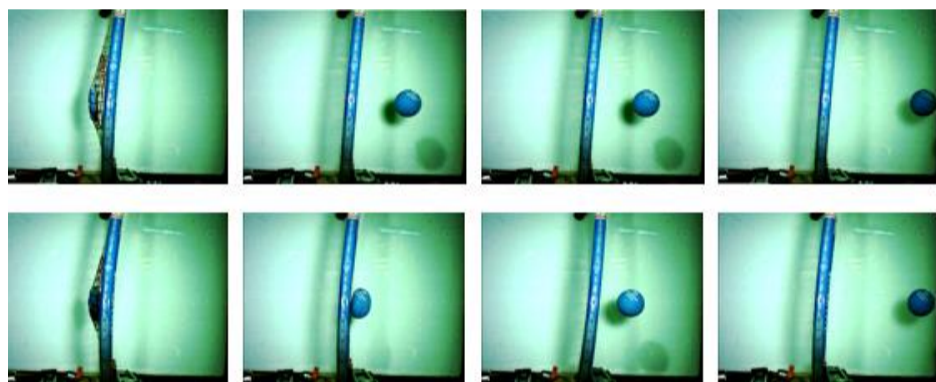
BENCE BERENCSEI

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics, 2020/2021/I.

Supervisor: Dr. Attila Kossa, associate professor, kossa@mm.bme.hu

1. Introduction

The paper was written with the purpose of continuing my research started in my BSc thesis then followed by the Students' Scientific Conference. My main goal at the time was to form an overall summary of the dynamics of squash balls which now will be completed by the investigation of the ball-racket impact phenomenon. My aim was to perform high-speed camera recordings and to develop a finite element model then compare the results of the numerical simulation to the measurements.



1. Ball-Racket impact

2. Applied methods

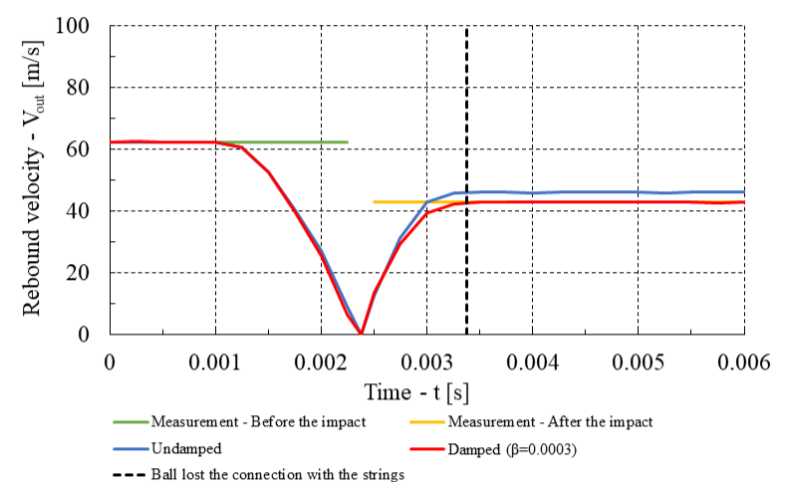
I used a self-built air-cannon which allowed me to adjust the ball's initial velocity through the air pressure. I recorded the impacts with a high-speed camera and evaluated the videos in Matlab. I performed compression tests on the balls and tensile tests in case of the strings to build up their material models. I used the Arruda-Boyce hyperelastic material model with material damping (Rayleigh) to describe the ball's mechanical behavior. During the comparison of the simulations and the results of the measurements, I searched explanations for the differences that may occur.



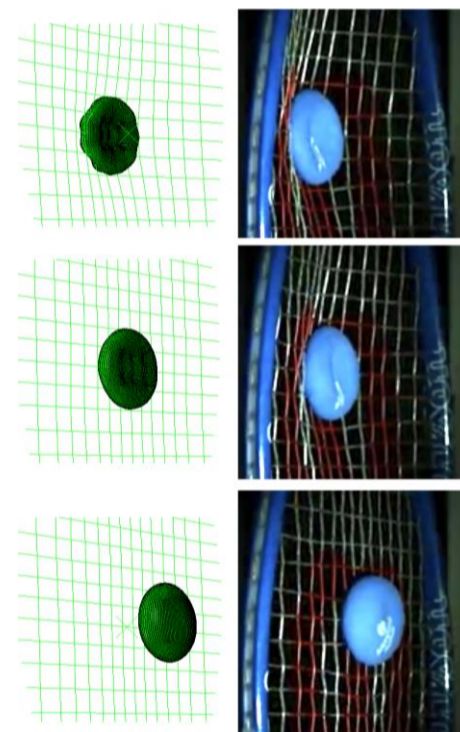
2. Self-built air-cannon and the racket

3. Results

I compared the results based on two important impact parameters which were the rebound velocity and the deformation of the ball.



3. Figure Comparison of the undamped and damped finite element solution with the measurement result



4. Figure Comparison of the deformations (FEA-Measurement)

4. Summary

To sum up, I think my research proved to be useful in a subject, where such a comprehensive summary have not been made before. This thesis could give a larger insight into the dynamics of squash, which can be useful to an engineer or to an athlete as well.

Mechanical modelling and simulation of ping-pong ball hitting

DANIEL JANOS MIKE

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics, 2020/2021/II.

Supervisor: Dr. Szabolcs BEREZVAI, associate professor, berezvai@mm.bme.hu

1. Introduction

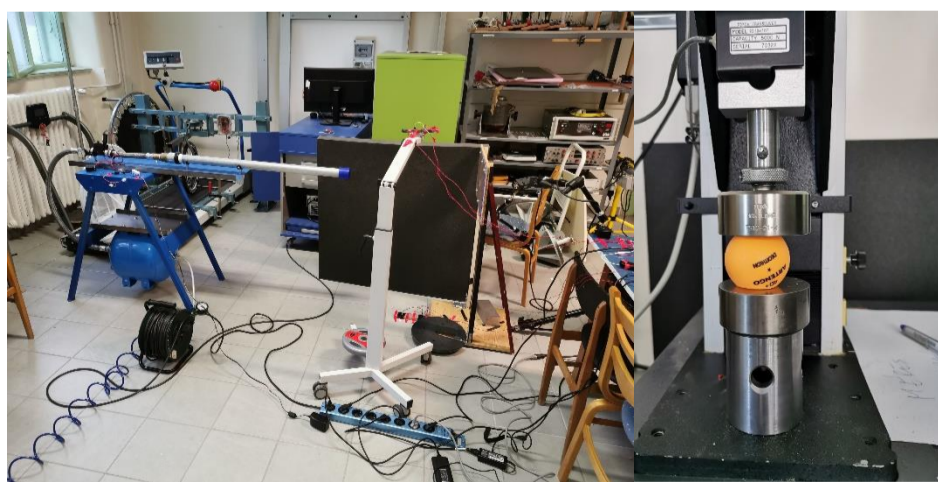
This paper was written with the purpose of investigating the collision of a ping-pong ball and a rigid surface. My main goal was to establish measurements according to this topic, then carry out finite element simulations. At last I compared the measurements' results to the simulations'.



1. Figure The built frame (left), the result of the video analysing method (right)

2. Applied methods

First, I had to establish measurements focusing on the material behaviour of the balls and the collision details such as the buckling diameter or the coefficient of restitution. In order to make this happen I have also built a frame which enabled me to record the buckling phenomenon of the balls from the other side of the plate with a high speed camera. I have developed a code which could analyse those frames and determine the buckling diameter. In terms of the velocities I have analysed the collisions' records from another sight, and based on those I could determine the COR values. I have also done material measurements using a tensile machine.

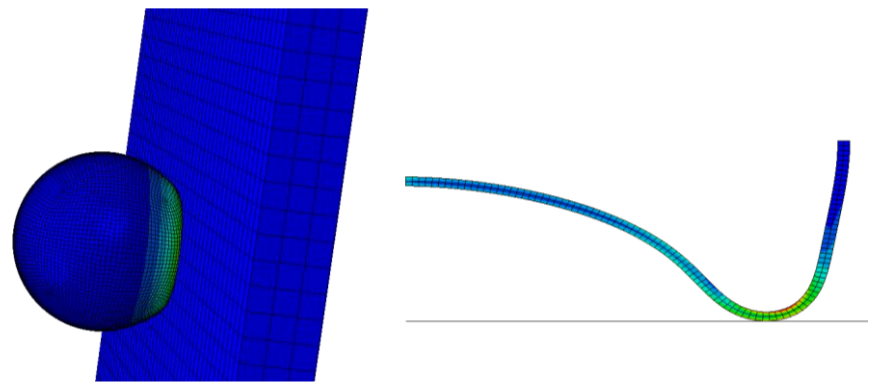


2. Figure The measurements

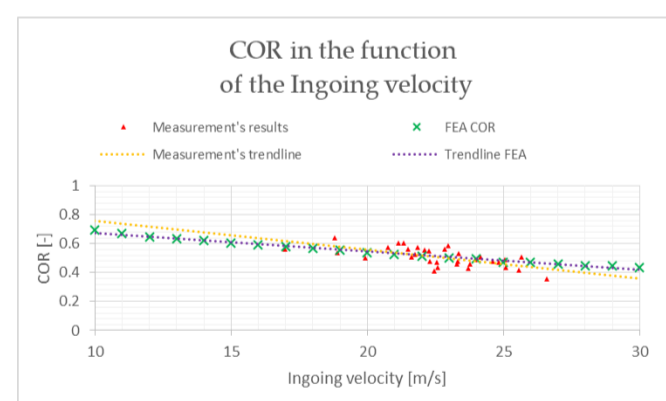
Regarding the simulations I added material (Rayleigh) damping to the system which was not widely used prior this study. I used a fluid cavity model so the inner gas was included in the behaviour. I have also investigated different material models using parameter fitting in order to find the most similar to the measurements' results.

3. Results

I analysed the effect of the inner pressure in my study, and also investigated the differences using an analytically rigid and a solid plate. The research focused on three main parameters which were the COR, the buckling diameter and the contact time of the ball and the surface.



3. Figure The two types of the simulations collision (left), compression (right)



4. Figure The COR in the function of the initial velocity

4. Summary

To sum up, I think my study proved to be useful and may provide a good insight for further studies. Moreover, damped simulations are hard to find in this topic so this paper had some interesting results in this field as well. I can also state that the MatLab code which I have developed can be used for further studies as well, alongside the frame to record collision phenomena in the future.

Swing-up of the Furuta pendulum

ÁDÁM ATTILA HEPP

Mechatronics Engineering BSc, Specialization is Mechanical Engineering Modelling, 2020/2021/I.
Supervisor: Máté Benjamin Vizi, PhD student, mate.vizi@mm.bme.hu

1. Introduction

The rotary inverted pendulum also known as Furuta pendulum is developed in 1992. It consists of a base frame fixed to the environment, a rigid driven arm that is rotated around the vertical axis of the base, and a rigid pendulum rod attached to the end of the arm that rotates freely in vertical plane. A DC motor can be found built into the base; the single control input is the motor input voltage to control the motion of the arm. The pendulum can freely rotate around its joint making the system underactuated. In total, the device has two mechanical degrees of freedom denoted by φ and ϑ . A schematic representation of the device can be found in Figure 1.

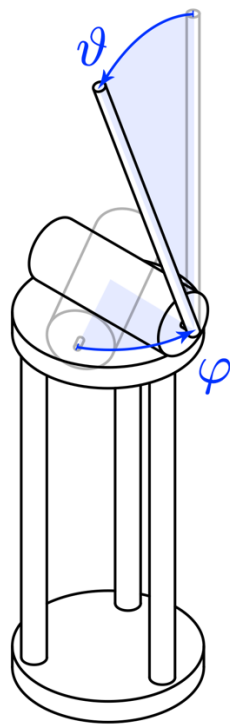


Figure 1. The structure of the Furuta pendulum

2. Dynamic model

The dynamic model of the system is constructed by the Lagrangian equations of the second kind, the DC motor is modelled considering the back EMF effect, the resulting 2 DoF system is described by (1) and (2).

$$\left(J_1 + m_p r^2 + \frac{4}{3} m_p l^2 \sin^2 \vartheta \right) \ddot{\varphi} + b_a \dot{\varphi} + \frac{4}{3} m_p l^2 \sin 2\vartheta \dot{\varphi} \dot{\vartheta} + m_p l r \sin \vartheta \dot{\vartheta}^2 - m_p l r \cos \vartheta \ddot{\vartheta} = N U_{in} - K \dot{\varphi} \quad (1)$$

$$\frac{4}{3} m_p l^2 \ddot{\vartheta} + b_p \dot{\vartheta} - \frac{2}{3} m_p l^2 \sin 2\vartheta \dot{\varphi}^2 - m_p l r \cos \vartheta \ddot{\varphi} - m_p g l \sin \vartheta = 0 \quad (2)$$

3. Swing-up strategies

The swing-up is the nonlinear control problem that's purpose is to achieve the pendulum rod to swing up from rest to the inverted upright position. Energy-based methods are widespread in research literature, but other intuitive strategies such the exponentiation of the pendulum position are working approaches. The most efficient method that could be simulated with MATLAB Simulink environment is the trajectory planning. The results show in Figure 2 that the pendulum can be easily swung-up within relatively short time.

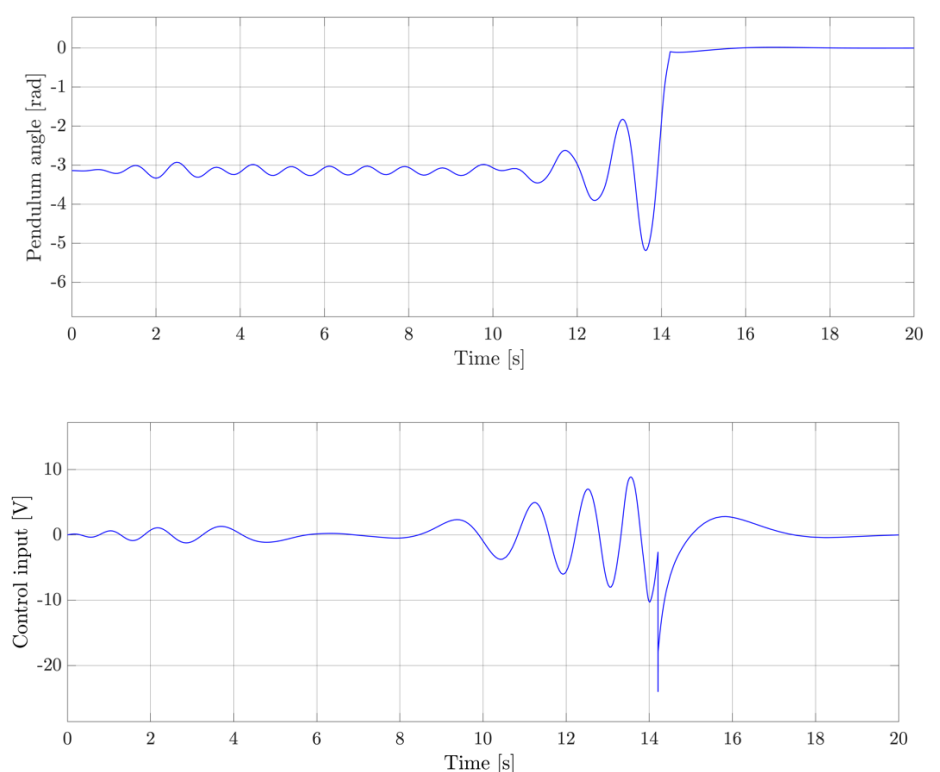


Figure 2. Simulated pendulum angle and control input

4. Summary

Measurement was prepared for one of the presented swing-up strategies, in Figure 3 the measurement layout can be found. Even though the swing-up strategy did not prove to be successful in the implementation the measurement results provided us useful information about the behavior of the system.

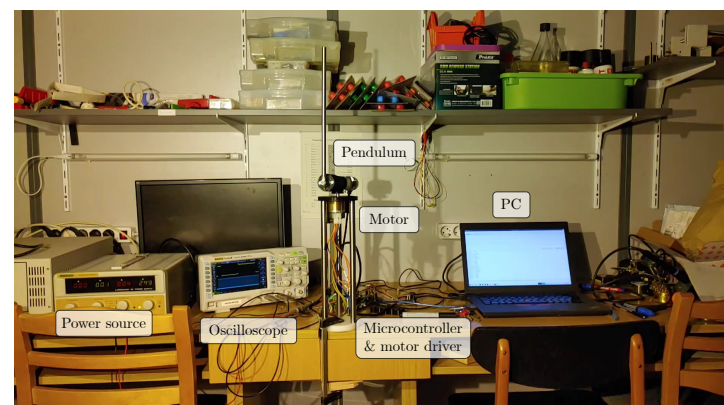


Figure 3. Measurement layout

Interactive Finite Element Simulation of Deformable Objects

MÁRTON SOLTÍ

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics, 2020/2021/II.

Supervisor: Dr. Attila Kossa, associate professor, kossa@mm.bme.hu

1 Introduction

The Finite Element Method (FEM) isn't just the core technology behind automotive innovation: it's foundation of many deformable object simulation techniques we see in Hollywood movies and AAA games. In this thesis, I reviewed the use of FEM for volumetric deformable object simulations, but in the discipline of computer graphics.

2 A Nonlinear FEM Simulator

Let's walk through the core algorithm of a typical FEM simulator from the entertainment industry. First we need to choose which strain energy density function (Ψ) to use. There are many options, one of the more popular ones is the As-Rigid-As-Possible (ARAP) energy

$$\Psi_{\text{ARAP}} = \frac{\mu}{2} \|\mathbf{F} - \mathbf{R}\|_F^2, \quad (1)$$

which was developed for surface modelling, but it's gaining popularity in deformable simulators as well.

At each timestep, you first discretize kinematics by computing the deformation gradient \mathbf{F} . Then the internal forces \mathbf{f}_{int} and tangent stiffness matrix \mathbf{K} calculated from Ψ as

$$\mathbf{f}_{\text{int}} = -v \frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{x}} = -v \frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{F}} : \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{x}}, \quad (2)$$

$$\mathbf{K} = -v \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} = -v \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \mathbf{x}^2} = -v \frac{\partial \mathbf{F}^T}{\partial \mathbf{x}} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \mathbf{F}^2} \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{x}}, \quad (3)$$

respectively; by using the chain rule. Thanks to the \mathbf{F} computation technique, $\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{x}}$ only depends on the rest state of the finite element mesh, so we only need to compute the boxed energy Jacobian $\frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{F}}$ and Hessian $\frac{\partial^2 \Psi}{\partial \mathbf{F}^2}$. In the end we plug \mathbf{f}_{int} and \mathbf{K} into our chosen integration scheme.

3 Jacobians and Hessians

If we consider exclusively isotropic materials, the go-to method is to use the so-called Cauchy-Green invariants for computing energy Jacobians and Hessians; however, they fail to capture the behaviour of the rotation tensor \mathbf{R} (e.g. in case of ARAP). Smith et al. proposed a new set of invariants, based on right stretch tensor \mathbf{S} instead of \mathbf{C} :

$$I_1 = \text{tr}(\mathbf{S}) \quad I_2 = \text{tr}(\mathbf{S}^2) \quad I_3 = \det \mathbf{S} \quad (4)$$

They also managed to derive the rotation gradient $\frac{\partial^2 I_1}{\partial \mathbf{F}^2} = \frac{\partial \mathbf{R}}{\partial \mathbf{F}}$ from the eigendecomposition $\frac{\partial \mathbf{R}}{\partial \mathbf{F}} = \mathbf{Q} \mathbf{\Lambda} \mathbf{Q}^T$ as both eigenvalues $\mathbf{\Lambda}$ and eigenmatrices \mathbf{Q} are available in closed form.

4 Projection to Definiteness

In order to achieve interactive rates in a FEM simulator, we need to allow the use of large timesteps. However, this could produce a substantial divergence from the steady state, leading to a $\frac{\partial^2 \Psi}{\partial \mathbf{F}}$ – and hence, \mathbf{K} – that is often indefinite. This is a big problem as the fast, iterative linear system solver methods require a positive-definite system to converge. This problem is addressed by computing the full Hessian as $\frac{\partial^2 \Psi}{\partial \mathbf{F}} = \mathbf{Q} \mathbf{\Lambda} \mathbf{Q}^T$, while not allowing the eigenvalues $\mathbf{\Lambda}$ to be less than 0; thus keeping $\frac{\partial^2 \Psi}{\partial \mathbf{F}}$ positive-definite. For some energy density functions – e.g. ARAP – the full eigendecomposition is available in closed form. This 'projection' technique makes the simulation so robust that it recovers to the rest state even if it's crushed to a plane. (See Fig. 2.)

5 Results

With all the knowledge I gained during my thesis project work, I successfully implemented a sample simulator; the results are presented on Fig. 1 and 2. The full source code and some videos are available at [marcisolti.github.io/ifem](https://github.com/marcisolti/ifem).

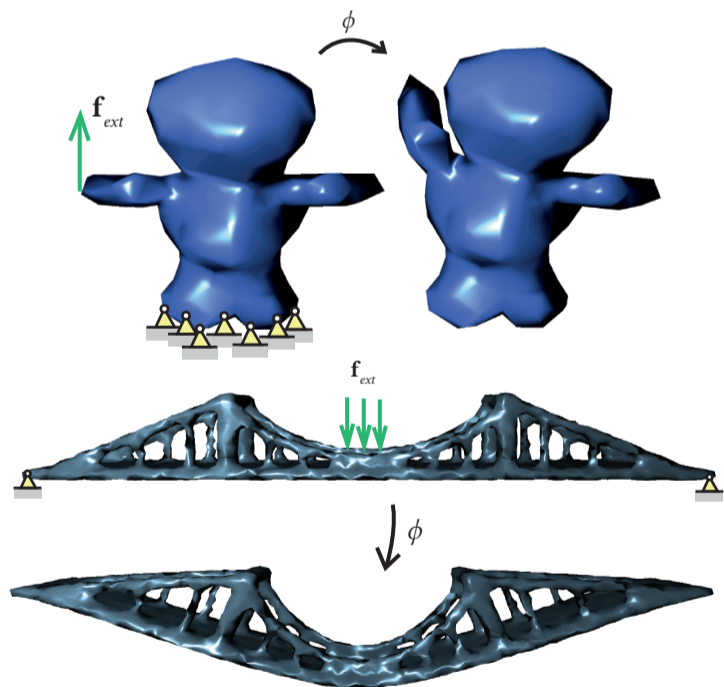


Figure 1: Works as a FEM simulator like a charm!

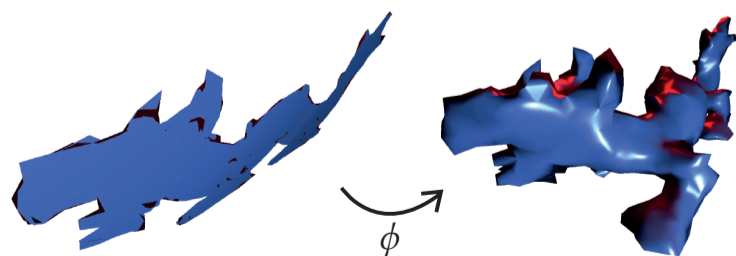


Figure 2: Crushing the mesh to a plane? No problem.

Application of operational space control for hopping locomotors

MÓNKA SIVADÓ

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics, 2020/2021/II.

Supervisor: Ambrus ZELEI, Research associate, zelei@mm.bme.hu

1. Introduction

In my thesis, operational space control for hopping locomotors was investigated. The basic idea, which is borrowed from the literature, is to render the motion of a simple template model onto a more complex model or physical prototype of legged locomotor. The template model is the 2DoF spring-loaded inverted pendulum (SLIP), which describes the CoG motion of a runner quite precisely. Our model, on which the SLIP motion is rendered, is a feasible 5DoF multibody model, which involves the modelling of ground-foot collision and actuator forces, too, and of which the CoG as a point of the operational space was controlled.

2. Joint and operational space

Motion can be described either in the joint or the operational space. Operational space results in more precise evaluation in case of uncertain motion and more complex systems, so it is useful to apply in many cases. However, commands are generally given to actuators in the joint space, so interoperability between the spaces is indispensable. It is demonstrated that the same form of equation of motion can be obtained for both spaces with the following relationships.

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \boldsymbol{\tau}, \quad (1)$$

describes the motion in the joint space, where \mathbf{q} is the vector of joint variables, $\mathbf{M}(\mathbf{q})$, $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ and $\boldsymbol{\tau}$ are the mass matrix, the vector of inertial forces and the vector of joint forces and torques, respectively, while in operational space

$$\mathbf{M}^*(\tilde{\mathbf{q}})\ddot{\tilde{\mathbf{q}}} + \mathbf{C}^*(\tilde{\mathbf{q}}, \dot{\tilde{\mathbf{q}}}) = \boldsymbol{\tau}^*, \quad (2)$$

where $*$ and $\tilde{}$ refer to the operational space, which are calculated as follows:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}^*(\tilde{\mathbf{q}}) &= \boldsymbol{\rho}_q^{-T} \mathbf{M}(\mathbf{q}) \boldsymbol{\rho}_q^{-1} \\ \mathbf{C}^*(\tilde{\mathbf{q}}, \dot{\tilde{\mathbf{q}}}) &= \boldsymbol{\rho}_q^{-T} \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}^*(\mathbf{q}) \dot{\boldsymbol{\rho}}_q \boldsymbol{\rho}_q^{-1} \dot{\tilde{\mathbf{q}}} \\ \boldsymbol{\tau}^* &= \boldsymbol{\rho}_q^{-T} \mathbf{M}(\mathbf{q}) \boldsymbol{\rho}_q^{-1} \ddot{\tilde{\mathbf{q}}} - \boldsymbol{\rho}_q^{-T} \mathbf{M}(\mathbf{q}) \dot{\boldsymbol{\rho}}_q \boldsymbol{\rho}_q^{-1} \dot{\tilde{\mathbf{q}}} + \boldsymbol{\rho}_q^{-T} \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}), \end{aligned}$$

where $\boldsymbol{\rho}_q$ designates the Jacobian of the end-effector.

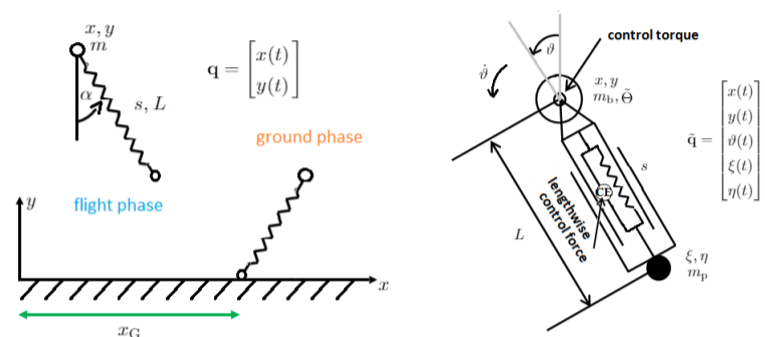
Running motion acts as a piecewise smooth system, where discrete events occur between flight and ground phases, and in ground phase constraints arise. In case there are holonomic constraints in the system, the reactions can be calculated applying the Lagrange multiplier method. The Lagrange multiplier in the operational space can be calculated according to:

$$\boldsymbol{\lambda} = (\boldsymbol{\Phi}_{\tilde{\mathbf{q}}} \tilde{\mathbf{M}}^{-1} \boldsymbol{\Phi}_{\tilde{\mathbf{q}}}^T)^{-1} \left(\dot{\boldsymbol{\Phi}}_{\tilde{\mathbf{q}}} \dot{\tilde{\mathbf{q}}} + \dot{\boldsymbol{\Phi}}_t + \boldsymbol{\Phi}_{\tilde{\mathbf{q}}} \tilde{\mathbf{M}}^{-1} (\boldsymbol{\tau} - \mathbf{C}) \right), \quad (3)$$

where $\boldsymbol{\Phi}_{\tilde{\mathbf{q}}}$ is the Jacobian of the vector of constraints.

3. Models

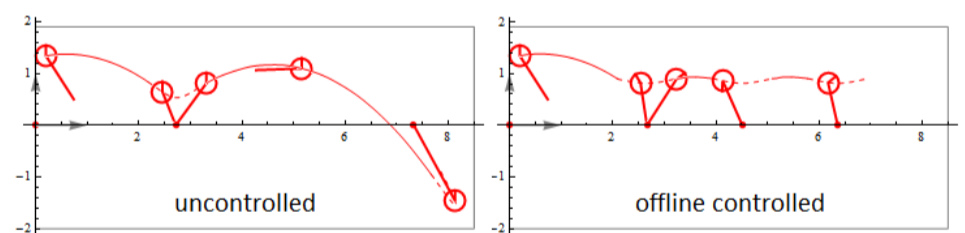
SLIP model (fig. 1, left) was applied as a template model for controlling the actual telescopic robotic leg (see fig. 1, right). The SLIP model was described by two, and the actual telescopic robotic leg by five coordinates.



1. ábra. SLIP model (left) and the model of the actual telescopic robotic leg (right)

4. Results

When establishing control strategy, two approaches can be applied. In case of offline feedback control, the desired value of the acceleration is the pre-calculated value of the SLIP model, while in online control the motion of the corresponding SLIP model is determined based on the actual state of the actual telescopic robotic leg. Figure 2 shows the uncontrolled and offline controlled motion of the actual telescopic robotic leg. One can see that without any control no periodic motion is achieved, while a periodic orbit is obtained when applying feedback control.



2. ábra. Uncontrolled (left) and offline controlled (right) motion

5. Summary

Operational space control proves to be an efficient method in accurate description of motions, which, combined with the SLIP as template model, can result in very good approximation of hopping motion.

Hopping Locomotion Control Via Reinforcement Learning

HASEEB ALI

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics

Supervisor: Dr. Habib Giuseppe, assistant professor, habib@mm.bme.hu

1. Introduction

The stability of the legged locomotion is of great importance in biomechanics and robotics. Hopping motion is more challenging than walking or running because it requires large forces for short periods and presents different equilibrium issues in each phase. This phenomenon reflects kids' learning path. They learn to walk in about one year, requiring double time to learn to perform a stable jump. In this study, a 3-link planar mechanical model of a simplified single-legged robot (Fig. 1) is developed through the MATLAB SimScape software. An agent enabling the robot to perform stable hopping locomotion is developed through an unsupervised reinforcement learning (RL) scheme, as detailed below.

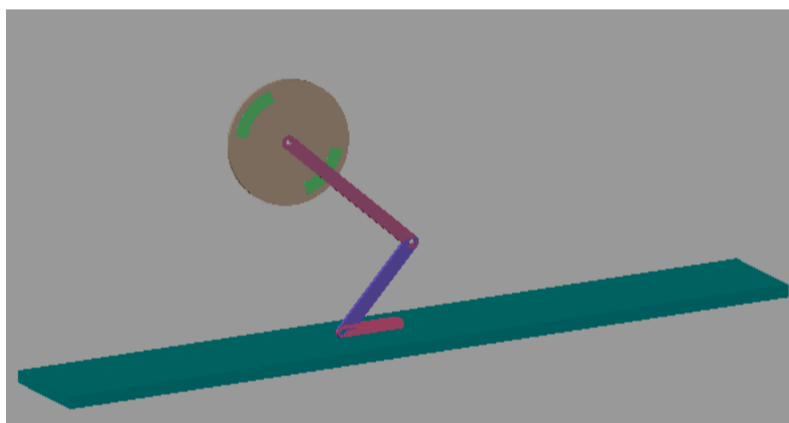


Figure 1: 3-link Mechanical Model (MATLAB Multibody Parts)

2. Methodology

Reinforcement learning deep deterministic policy gradient (DDPG) agent is developed based on an actor-critic network to achieve stabilisation of hopping locomotion. Both actor and critic network are developed by deep neural network policies by using different hidden layers.

RL agent uses the observation parameters from the environment (mechanical model) and analyses them based on a pre-defined reward function, which evaluates the agent's performance in each simulation (called episode). After processing

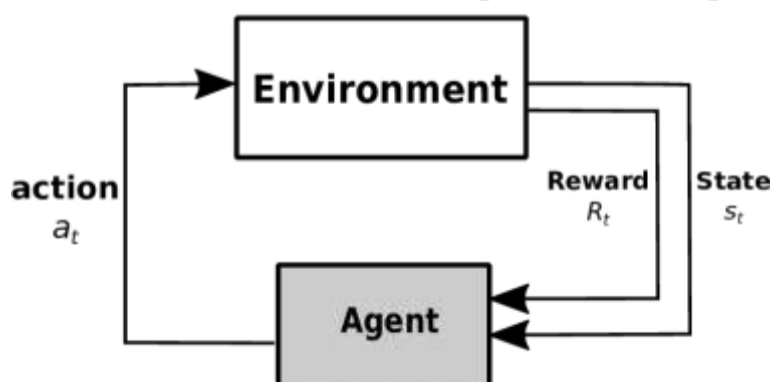


Figure 2: Reinforcement Learning Layout

them through the actor-critic network, the agent generates a set of actions for the environment, which depend on the actual state of the system. Results obtained on other systems with the same degree of complexity as the one under study suggest that at least one million episodes are required for enabling the RL agent to stabilise hopping locomotion.

3. Results

The available computational power and RAM were insufficient to fulfil the task. The adopted computer was unable to perform more than a few thousand episodes before getting stuck. However, even after such a small number of episodes, the LR agent could significantly improve its balance, suggesting that the procedure works.

The validity of the implemented methodology was verified on a simpler hopping mechanical system subject to the same policies. This system requires much shorter training because it has only one actuator. After only 1800 episodes, the LR agent provided stable hopping motion. Illustrating that the implemented methodology works for a simpler model does not guarantee that it will also work for a more complex but similar model. However, it suggests that if sufficient computational power is available, meaningful results can be obtained.

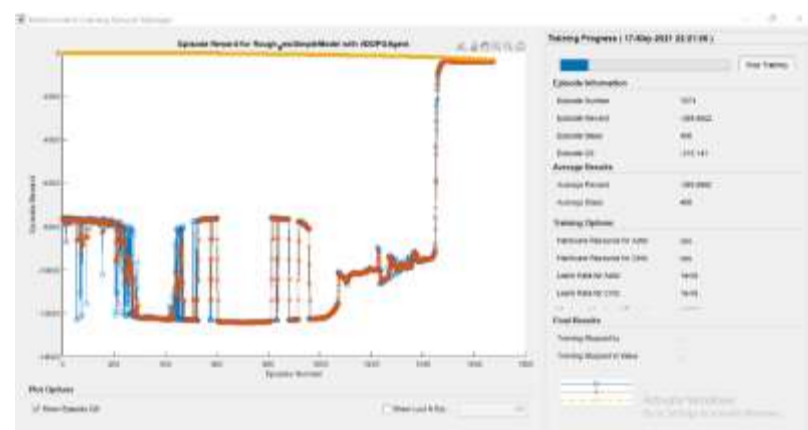


Figure 3: RL Agent Training Data

4. Summary

During this study, a strategy for defining an RL agent able to control the hopping motion of a legged robot was developed. Results illustrate that, although the strategy seems compelling, it is computationally very costly. The correct definition of the reward function is a critical parameter for providing quick learning. Another advantage of RL, over other control strategies, is that it can cope with any disturbances or changes in the environment quite easily, thanks to its self-learning ability. All these aspects should be considered while applying a similar strategy for control purposes.

Fatigue Analysis of Heat-Exchanger Tubes of a Steam Generator by Numerical Simulation

KOPPA ÁRON BENEDEK

Mechanical Engineering Modelling MSc, Major in Solid Mechanics, 2020/2021/II.

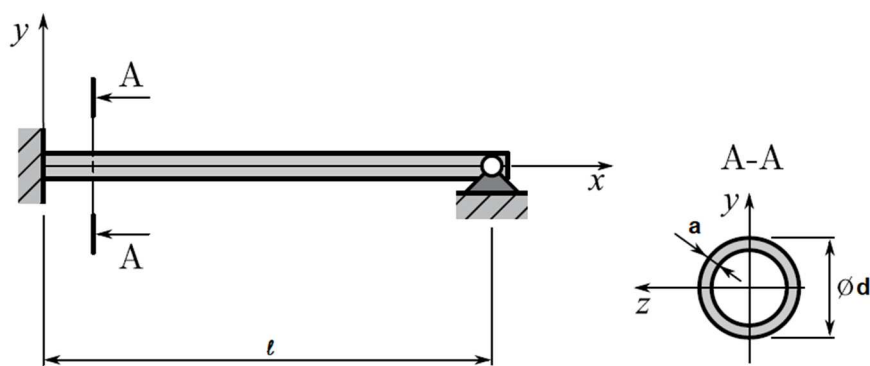
Supervisor: Dr. Kovács Ádám, associate professor, adamo@mm.bme.hu

1. Introduction

In widely used VVER-440 type power plants, due of several flow phenomena during operation the heat exchangers comes into vibration. This can lead to fatigue of the heat exchanger tubes, what should be avoided. Aim of the study is to perform numerical simulation to predict excitation frequencies and loads acting on tubes, and thereby predict fatigue limit.

2. Applied methods

I modelled a heat exchanger tube section as a simple supported cantilever beam, as seen on 1. Figure. First couple of natural frequencies were calculated analytically and with FEM simulation method implemented in ANSYS also.



1. Figure. Used simple model of one tube section

All necessary simplifications and parameters were determined for proper fluid-flow numerical simulations. The analyses were setup in ANSYS 2021 R1 program.

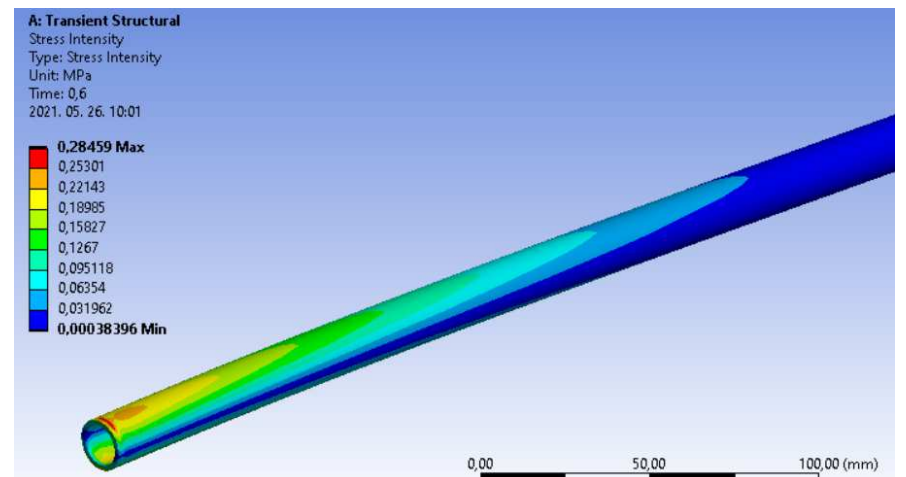
In the next step a coupled FSI analysis was performed on half model of a single tube section and surrounding water. The simulation was a transient one with $k-\omega$ SST turbulent solver method. Fluid and solid simulations were coupled at their connecting surface.

Finally a longer term transient CFD analysis was implemented on a 3x3 tube bundle surface model to determine vortex excitation frequencies.

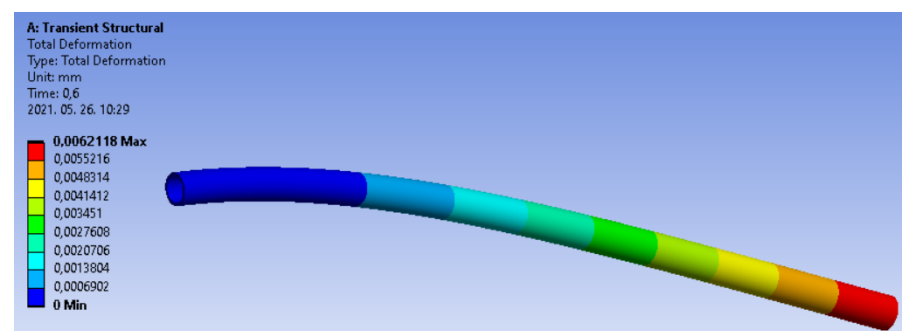
3. Results

First natural frequencies of the tube section are at 87.5 Hz.

As we can see on 2. Figure and 3. Figure, Mises-stresses and deformation of the tubes are almost negligible. The implemented FSI simulation proved, that cross-flow over a tube causes almost no mechanical effects on the tube.

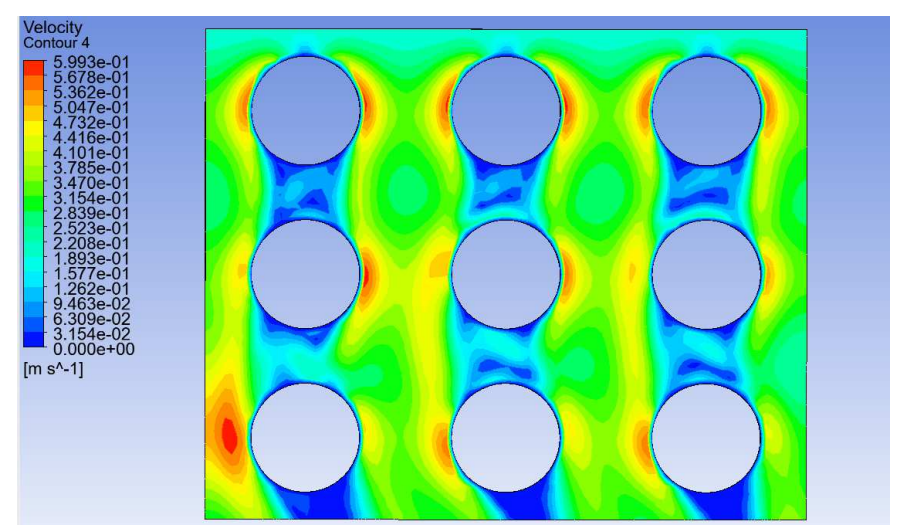


1. Figure. Equivalent Mohr stress distribution along the tube length



3. Figure. Total deformation of the tube

The long term transient CFD analysis revealed, that after a short initial chaotic state, the flow begins periodically fluctuating with frequency of about 3 Hz. This simulation proved, that turbulence exciting flow phenomenon over a tube bundle are not dangerous to the structure.



4. Figure. Velocity distribution and vortices

4. Summary

Calculation of fatigue limit is not necessary, the examined cross-flow over a tube bundle does not lead to significant stresses or bending in the tubes. It does not lead to fatigue of the austenitic stainless-steel tube material.

AL-Najjar Iyad Suppression of Friction-Induced Oscillation via Dynamic Vibration Absorber

AL-NAJJAR IYAD

Mechanical engineering MSc, Applied Mechanics Solid Mechanics 2021/2020/2.

supervisor: Dr. Habib Giuseppe, assistant professor, habib@mm.bme.hu

1. Introduction

Friction-induced vibrations are a concern in several engineering applications; the most commonly known is probably brake squealing. As discussed in the literature, the two leading causes for these vibrations are Stribeck and mode coupling instabilities. This thesis work considers a mechanical system undergoing both the instabilities, with an attached dynamic vibration absorber (DVA), which aims to suppress those instabilities. The primary system consists of a two-degree-of-freedom (DOF) variant of the mass-on-moving-belt. The friction coefficient between the mass and the belt reads $g(v) = \left(\mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-\frac{|v_{rel}|}{v_0}} \right) \text{sgn}(v_{rel})$, where $v_{rel} = \tilde{v} - \dot{x}_1$ (Fig. 1). Figure (2) shows the stability diagram of the system without DVA in the space of the relative velocity and of the natural frequency ratio. Referring to the number indicated in the figure, region 1 suffers from mode-coupling, region 2 from both instabilities regions 3 and 4 suffer from Stribeck instability.

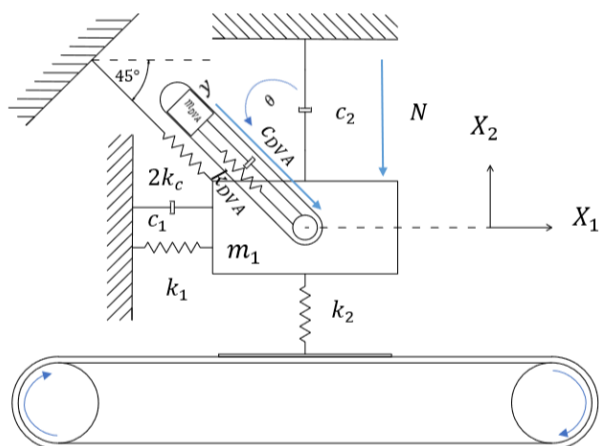


Figure (1) 2DOF primary system with a DVA

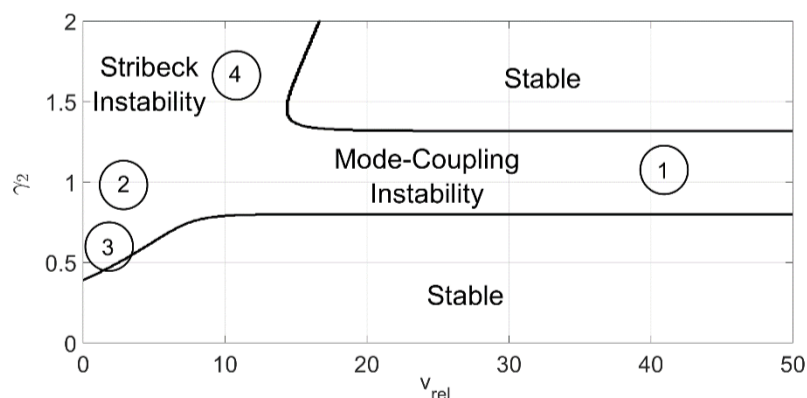


Figure (2) Stability in $v_{rel} - \gamma_2$ plane and the four investigated regions

2. Methods used

Equations of motion of both systems (with and without the DVA) were obtained through the Lagrange equation of the second kind. We then studied the system's stability by computing the eigenvalues of the Jacobian matrix, computed around its

equilibrium point. A numerical optimization code was developed in MATLAB to find the absorber's tuning, such that the system is stabilized in each region of Fig. 2. Later, results were validated through numerical simulations of the system, performed through a MATLAB ode solver. This enabled us to study the effect of the DVA better and identify limit cycles.

3. Outcomes

The results of the analysis illustrate that the DVA can suppress instabilities in most cases. Figs. 3a and 3b depict the stability chart with the DVA tuned for suppressing Stribeck instabilities in regions 3 and 4, respectively. Optimization was done for fixed γ_2 values. Fig. 3c shows the stability chart when the DVA is tuned to completely eliminate the coupling instability at high velocity. Referring to region 2, where both coupling and Stribeck type instability occur, the absorber was unable to stabilize the system. An analysis of the eigenvalues (not illustrated here) shed some light on the reason for the DVA's failure. Finally, Fig. 3d depicts the time series of the primary system horizontal displacement in region 4 after stabilizing the DVA.

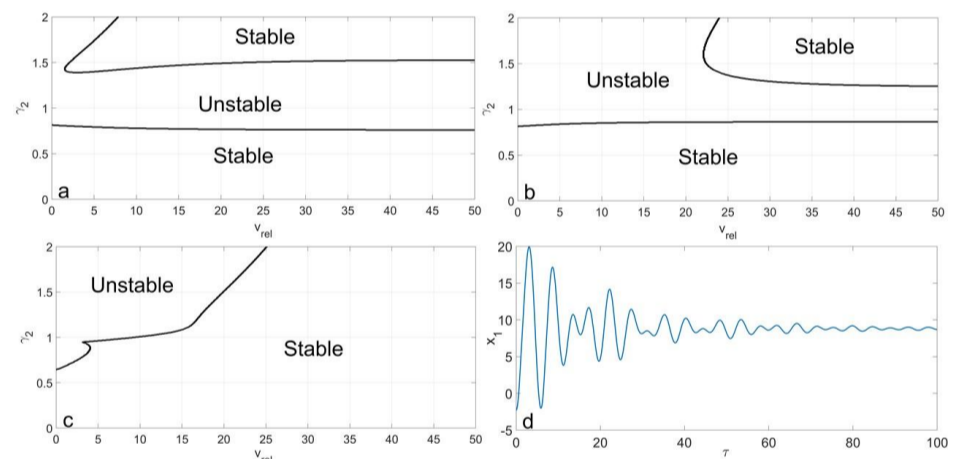


Figure 3 Stability with

different DVA (a) eliminates Stribeck instability at small γ_2 (b) mitigates Stribeck instability at high γ_2 (c) mitigates mode-coupling at high relative velocity (d) effect of the DVA on the amplitude (region four)

4. Summary

A two-DOF model experiencing friction-induced vibrations generated by mode-coupling and Stribeck instability was studied. By attaching a DVA to the system, we were able to either eliminate or mitigate the Stribeck instability while the mode coupling instability was suppressed at high belt velocity. Conversely, the DVA was unable to suppress Stribeck and coupling instabilities at the same time.

Okos céltábla: ütközés helyének megállapítása lemez lengésképeinek ismeretében

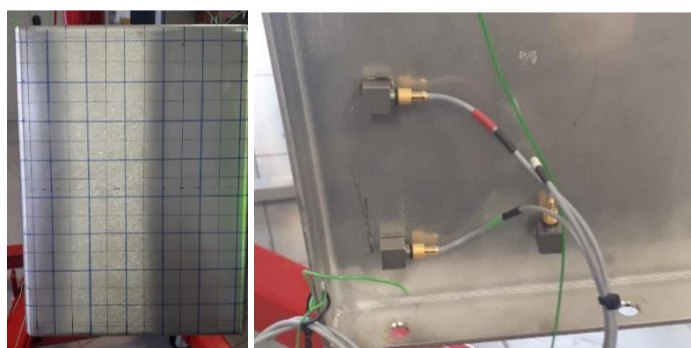
BÁNÓCZKI TÍMEA GABRIELLA

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2020/2021/I.

Témavezető: Dr. Bachrathy Dániel Sándor, egyetemi docens, bachrathy@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Egy meglőtt „céltábla” – jelen kutatásban lemezszerkezet – esetén a sajátfrekvenciákhoz tartozó lengésképpamplítód vektorok ismeretében meghatározható az impulzus helye. Ehhez szükséges egy modális kalapáccsal, illetve a lemez hátuljára rögzített gyorsulás-szenzorokkal egy ütést követően generált jelek ismerete, melyből a frekvenciaátviteli függvény kiszámításával meghatározhatóak a sajátfrekvenciák, illetve a hozzájuk tartozó lengésképpamplítód vektorok. Egy kalibrációs mérést elvégezve ezek az adatok a lemez teljes felületére ismertté válnak, így a kapott lengésképpamplítód vektorok arányait képezve minden vizsgált pontra megmondható, hogy egy véletlenszerű ütés esetén a kapott arányszám melyik eddig ismert értékhez van a legközelebb, ezáltal ismertté válik az ütés helye.



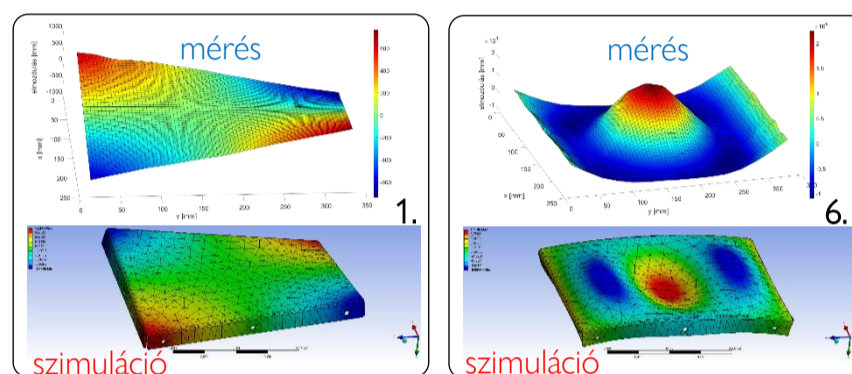
1. ábra. Vizsgált lemez, valamint a hátuljára ragasztott gyorsulásérzékelők

2. Alkalmazott módszerek

A feladat megoldásához szükséges a mért jelek Fourier-transzformációjának elvégzése, valamint ezekből a frekvenciaátviteli függvény meghatározása. A keresett pont megtalálásához szükséges az ismert mért pontokból létrehozni egy háromszög alapú hálózást, melynek segítségével a baricentrikus koordináták ismeretében meghatározható az a háromszög (környezet), melyben a megütött pont megtalálható. Az így kapott pont ezen területen belüli pontosításához a Matlab beépített optimalizációs függvényeinek használata célszerű, így igen nagy pontossággal meg lehet találni az impulzus helyét. A megtalálási pontosság vizsgálatához pedig szükséges a lemez felületére egy szórás érték kiszámítása, mellyel megállapítható, hogy a lemez mely pontján, milyen pontossággal lesz megtalálva az impulzus helye. A mért eredmények pontosságát alátámasztandó célszerű egy végeelem szimulációval is megvizsgálni a használt lemez sajátfrekvenciáit, illetve lengésképeit.

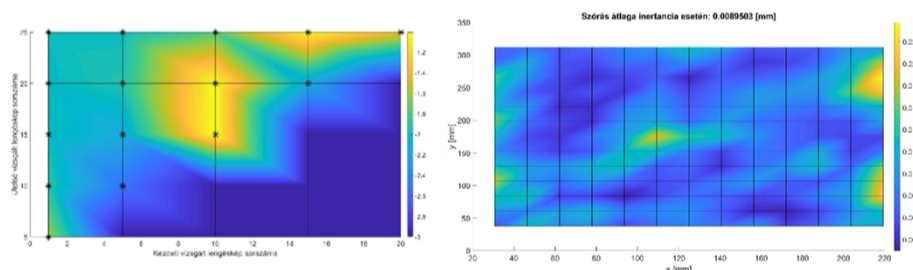
3. Eredmények

A kutatás során kapott mért, illetve szimulációval meghatározott eredmények igen jól megfeleltethetők egymásnak. A lengésképek jellege nagyon hasonló, azonban némi eltérést okoz a sajátfrekvenciákban, illetve bizonyos lengésképeknél is a valóságban és a szimulációban alkalmazott kényszerek különbsége.



2. ábra. Mért és szimulációval kapott lengésképek összehasonlítása

A pontosságvizsgálat során a hibával terhelt mérések, vizsgált lengésképek kombinációja, alkalmazott frekvenciaátviteli függvények, illetve a felhasznált gyorsulás-szenzorok által mért jel vizsgálata során meghatározott szórás értékekből láthatóvá vált, miként befolyásolják ezek a paraméterek az impulzus helyének megtalálását.



3. ábra. Szórás értéke (színskálával jelölt) a lengésképkombinációk függvényében, illetve inertancia esetén a lemez teljes felületére nézve

4. Összefoglalás

A mérési eredményekből azt a konklúziót lehet levonni, hogy a vizsgálat során és a számítások elvégzéséhez célszerű az alacsonyabb frekvenciához tartozó lengésképpamplítód vektorokat használni. Illetve, hogy a legpontosabb eredmény akkor kapható, ha a frekvenciaátviteli függvény számításához a mért gyorsulás jel kerül felhasználásra, vagyis inertanciával történnek a számítások. A jelenlegi ismereteket alkalmazva, valamint a használt konstrukció esetén a keresett impulzus helye 1 [cm/hiba] pontossággal megtalálható, ami a 250x350 [mm]-es lemez esetén igen jó eredménynek számít.

Bokanyomaték vizsgálata egy helyben álláskor

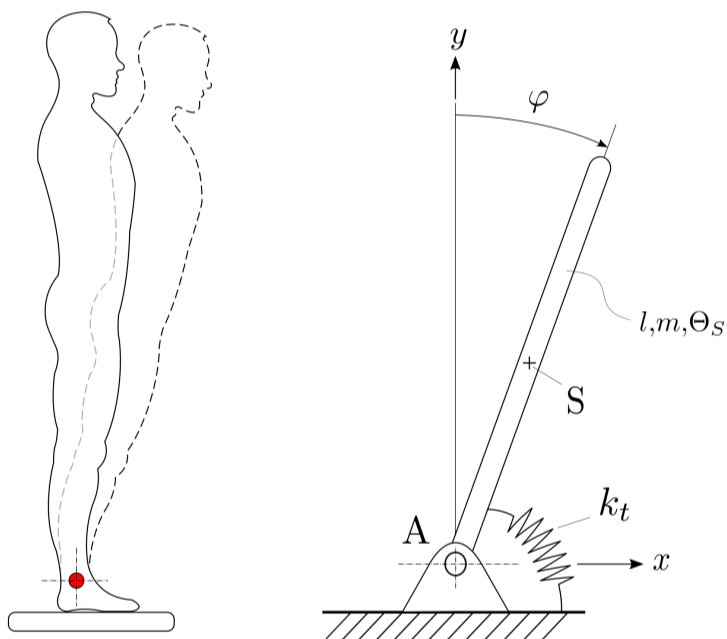
HORVÁTH GERGELY ZOLTÁN

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2020/2021/II.

Témavezető: Molnár Csenge Andrea, doktorandusz, csenge.molnar@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A szakdolgozatomban az ember egy helyben történő egyensúlyozását vizsgáltam saját mérésekkel többfajta egyensúlyozási feladaton keresztül az ún. inverz inga mechanikai modellel. Meghatároztam a stabilitás fenntartásához a boka körüli izomzatban ébredő nyomatékokat, a modellhez többféle módon előállított mozgásegyenletekkel. A központi idegrendszer működését késleltetett PD visszacsatolásként modelleztem és megállapítottam azokat az optimális szabályozó paramétereket és időkéseket a különböző egyensúlyozási feladatokhoz, amelyek mellett a szabályozott nyomatékok jól illeszkednek a mért bokanyomatékokhoz.



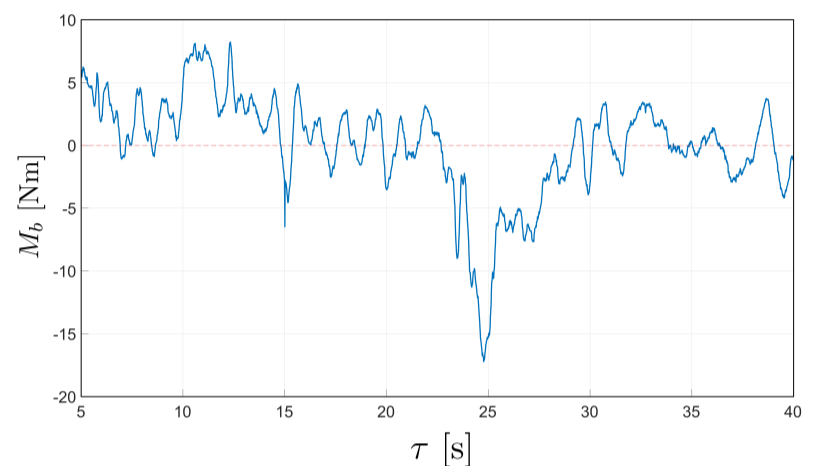
1. ábra. Az egy helyben álló ember és az inverz inga modell

2. Mérések és számítási módszerek

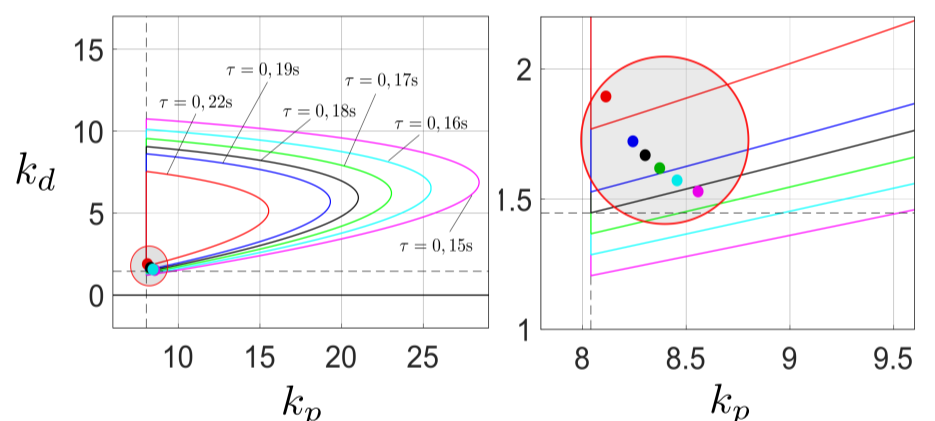
A méréseket a Wii Balance Board segítségével végeztem el. Az egy helyben állás során az alanyok a Balance Boardon egyensúlyoztak 40 másodperces időtartamokon keresztül különböző lábaikat használva nyitott és csukott szemmel. A mérések kiértékelésére az ún. stabilometriai paramétereket használtam, amelyeket a mért nyomásközéppont (COP) adatok alapján számítottam ki a vizsgálati alanyok méréseire. Az egyensúlyozások során ébredő bokanyomatékokat mozgásegyenletekkel is kiszámítottam. A központi idegrendszer modellezéséhez meghatároztam a rendszer stabilitási térképét, illetve kiszámítottam a bokanyomatékokat a szabályozás mozgásegyenletével is.

3. Eredmények

A bokanyomatékok alakulása egy két lábon nyitott szemmel való állás közben végzett mérés során a 2. ábrán látható, alább pedig a 3. ábrán PD szabályozás stabilitási tartományai láthatóak eltérő időkésesekkel és az optimális szabályozó paraméterpontokkal.



2. ábra. Az egyensúlyozáskor fellépő bokanyomaték alakulása egy két lábon nyitott szemmel való állás közben



3. ábra. A PD szabályozás stabilitási tartományai egy vizsgálati alanynál

4. Összefoglalás

A stabilimetriai mérőszámok alapján feltártam az egyensúlyozási feladatok jellege és nehézsége közötti különbségeket és az esetleges befolyásoló tényezők hatását. Az egy lábás, illetve a csukott szemmel való egyensúlyozási feladatok bizonyultak a legnehezebbnek, a két lábbal és nyitott szemmel végzett feladatok pedig a legegyszerűbbnek, valamint elmondható, hogy a vizuális visszacsatolásnak fontos szerepe van az egyensúlyozásban. A PD szabályozás behangolását elvégezve megtaláltam azokat az időkéseket és paramétereket amelyek mellett a szabályozott nyomatékok megfelelően illeszkednek a mért bokanyomatékokhoz. Ezek optimális időkésesek jellemzően 0,15 és 0,25 másodperc közé estek, a szabályozó paraméterek pedig a stabilitási tartomány balalsó szegletében helyezkedtek el minden mérés esetén.

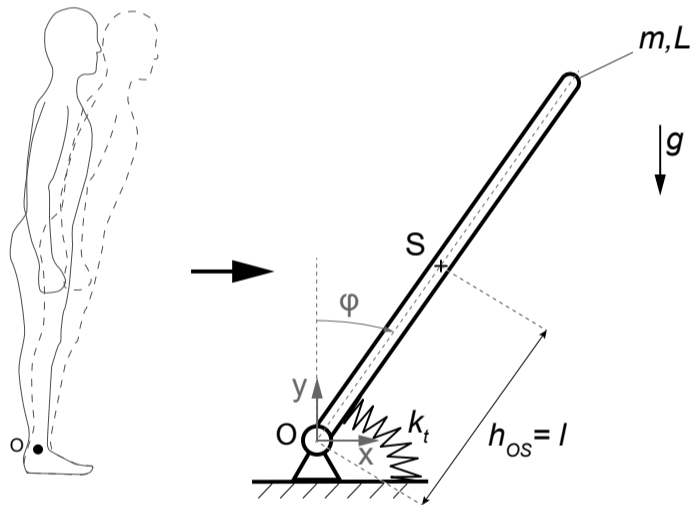
NGUYEN DUC THO

Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2020/2021/II.

Témavezető: Molnár Csenge Andrea, doktorandusz, csenge.molnar@mm.bme.hu

1. Bevezetés

Az egyensúlyozás mindennapi tevékenységünk része, min-taddig magától értetődőnek vesszük, mígnem baleset, beteg-ségek vagy időskorral járó változások következtében romlik e képességünk. Ekkor számos nehézségbe ütközünk, alaposan megnehezíti mindennapi életünket és akár súlyos balesete-ket is okozhat. Emiatt erősen kutatott téma manapság. A szakdolgozatom célja, hogy megvizsgáljam az emberi egyen-súlyozás folyamatára ható tényezőket, mint az érzékelő rend-szerek, a központi idegrendszer, az érzékelési holt-sáv és a re-akció idő-késés hatását. A csukott szemmel történő egyhely-ben állást mint egyensúlyozási feladaton keresztül fogom ezt megtenni. A vizsgálatokat egy megfelelően felépített modell segítségével kívánom elvégezni és ezen modell ismeretlen pa-ramétereit meghatározni korábban elvégzett mérési eredmé-nyek segítségével.



1. ábra. Egy helyben álló személy mechanikai modellje

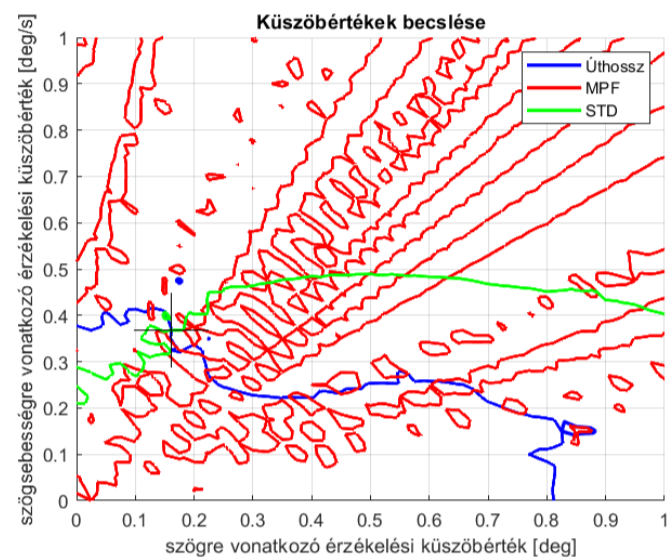
2. Alkalmazott módszerek

A modellezéshez egy szabadsági fokú inverz inga modellt alkalmazok (1. ábra). Feltételeztem, hogy az emberi agy mozgásközpontja egyszerű PD (arányos-differenciáló) sza-bályozót alkalmaz az egyensúlyunk fenntartásához. Az idő-késés figyelembevételével felírt mozgásegyenlet egy másod-rendű késleltetett differenciálegyenlet

$$\Theta_O \ddot{\varphi}(t) - mgl \sin \varphi(t) + k_t \varphi(t) = -D \dot{\varphi}(t - \tau) - P \varphi(t - \tau). \quad (1)$$

A dolgozat megírásához rendelkezésemre állt egy koráb-ban elkészített mérés, mely során csukott szemmel egy hely-ben álló emberek mozgását vizsgálták. A mozgásegyenlet és a mérési eredmények segítségével a bokánál ébredő re-ferencia nyomaték és a szabályozóból számított nyomaték

összevetésével megbecsültem az egyes személyekre jellemző erősítési tényezőket és idő-késést (P, D, τ). A mozgásegyen-let numerikus megoldásaként kapott és a mért jel stabilo-metriai paramétereinek összehasonlításával (2. ábra) pedig meghatároztam az érzékelési holt-sávokat ($\delta_\varphi, \delta_\omega$).



2. ábra. Érzékelési holt-sávok meghatározása

3. Eredmények

Minden egyes személyre elvégeztem a számolásokat és meg-becsültem az őket jellemző öt darab paramétert. A 1. táblázatban összefoglaltam a paraméterek átlagos értéke-it. Az irodalomban fellelhető átlagosnál nagyobb idő-késés $\tau = 0,571$ [s] valószínűleg azzal magyarázható, hogy a sze-mélyek vizuális rendszerét kikapcsoltuk és tapasztalatból is érezzük, hogy becsukott szemmel nehezebb az egyensúlyo-zás.

| | P [$\frac{Nm}{rad}$] | D [$\frac{Nms}{rad}$] | τ [s] | δ_φ [deg] | δ_ω [$\frac{deg}{s}$] |
|-----------------|--------------------------|---------------------------|------------|------------------------|-------------------------------------|
| Átlagos értékek | 78,806 | 141,941 | 0,571 | 0,217 | 0,325 |

1. táblázat. Becsült paraméterek

4. Összefoglalás

A szakdolgozatomban tehát sikerült egy egyszerű modellt felállítanom, mellyel vizsgálni tudom az egyensúlyozásra ha-tó tényezőket, korábban laboratóriumban elvégzett mérések feldolgozásával, pedig a modell ismeretlen paramétereit tud-tam meghatározni. A jövőben bonyolultabb mechanikai és szabályozó modellek segítségével szeretném vizsgálni a fo-lyamatot.

BAUER BALÁZS LÁSZLÓ

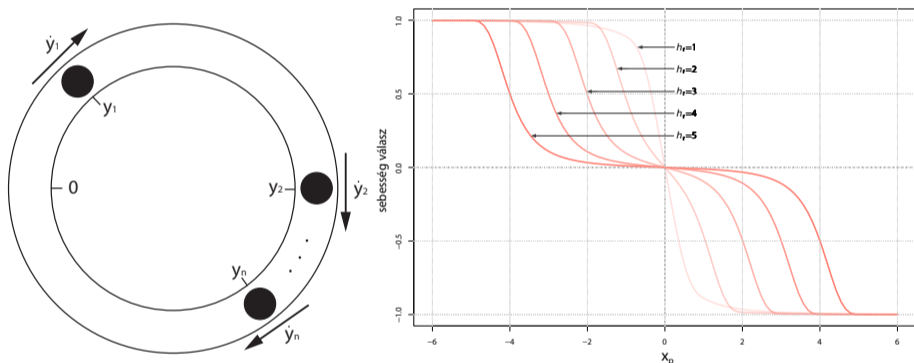
Gépészmérnöki BSc, Gépészeti Fejlesztő Specializáció, 2020/2021/II.

Témavezető: Dr. Stépán Gábor, egyetemi tanár, stepan@mm.bme.hu

1. Bevezetés

A szakdolgozatban kétféle csoportos mozgásokat leíró modell ismertetése, fejlesztése és stabilitásvizsgálata található. Az első a járműkövetési modell (angolul: car-following model), ami Bando nevéhez fűződik. Ez a modell a mögöttes forgalom vezetőre való hatásának bevezetésével növelte a stabil tartományokat és az egyensúlyi sebességet. A reakció-időkésés destabilizáló hatásának ellensúlyozására a hátrafigyelés hatványkitevőjének növelésével nagy ideális távolságok esetén csökkenthető az instabil tartomány.

A második egy formációban repülő madárraj (angolul: flock of birds) viselkedését leíró modell, melyből egy csillapítás nélküli és egy csillapított változat is vizsgálatra került. Ezen modellek a nulla egyensúlyi sebességű dinamikus rendszerek halmazába tartoznak, ahol csillapítás nélkül konzervatív rendszer is létrejöhet, jelen esetben impulzusmegmaradási tulajdonsággal.



1. ábra. A járműkövetési modell vázlatja és a madarak pozicionáló függvénye különböző h_r [m] távolságokra x_p dimenziótlan zavarási távolság esetén

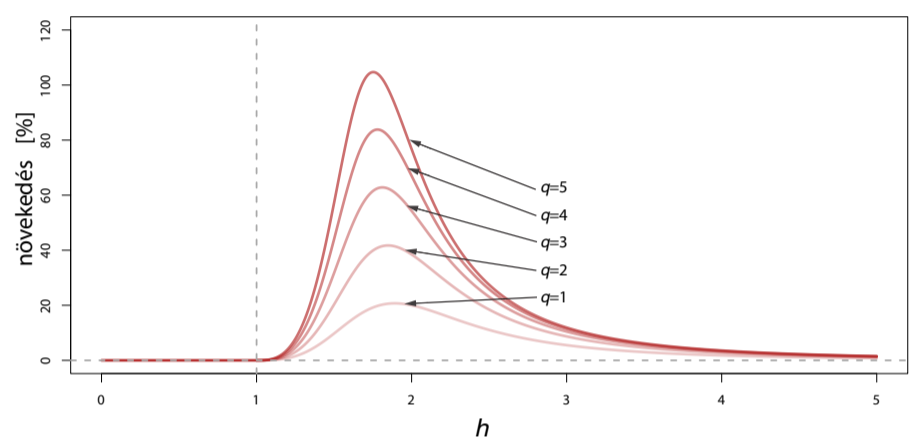
2. Alkalmazott módszerek

A stabilitásvizsgálatok során minden nemlineáris viselkedést leíró függvényt egy egyensúlyi hely körüli linearizált alakkal lehetett közelíteni. Adott modell esetén a modellre jellemző ideális távolság és a relaxációs idő alkotta a stabilitási síkot. A linearizált egyenletek Cauchy átírása után a paraméterek hatását Routh-Hurwitz, vagy a sajátértékek reális részének vizsgálatával térképeztem fel. A hátrafigyeléssel kibővített járműkövetési modellben az időkésés hatására is létrejöttek Hopf bifurkációs pontok.

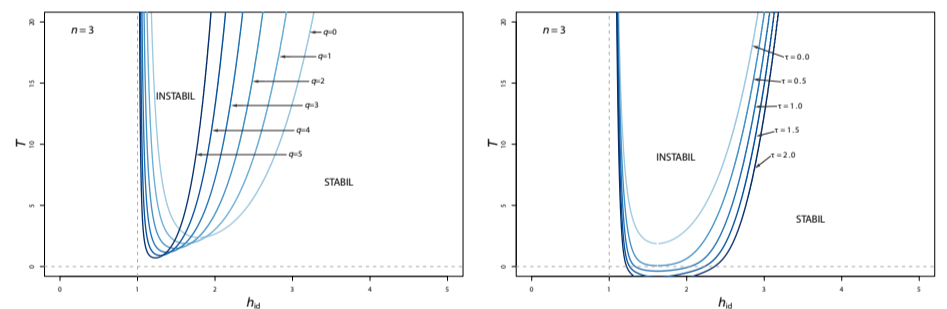
A számítások igazolására véges differencia módszerrel készített numerikus szimulációk és ezek alapján numerikus stabilitástérképek szolgáltak, melyek R programozási nyelvben készültek.

3. Eredmények

A kibővített járműkövetési modell előnyei az egyensúlyi sebesség megnövelése kis távolságok esetén és az időkésés hatásának kompenzációja a mögöttes forgalom figyelembevételével, melyek a 2. és 3. ábrákon láthatók. A számításokat maradéktalanul igazolták a numerikus stabilitásvizsgálatok.



2. ábra. Az egyensúlyi sebesség %-os növekedése két jármű esetén a h dimenziótlan átlagos távolság szerint különböző q hátrafigyelési kitevőkre



3. ábra. Stabilitási határok a T [s] relaxációs idő és h_{id} dimenziótlan átlagos első és hátsó távolság esetén q hátrafigyelési kitevő és τ időkésés paraméterek szerint

4. Összefoglalás

Összességében a szakdolgozat az egyéni viselkedés és a csoport vagy raj tulajdonságait kapcsolja össze, ami a lokális és globális stabilitás különbségét mutatta be. Ez a csillapított madárraj modellnél szemléletes, ahol a raj minden esetben túlszillapított, míg az egyes madarak alul csillapított jelleggel is rendelkezhetnek.

A kibővített járműkövetési modell az autonóm járművek hatékonyabb és biztonságosabb működésében segíthet az időkésés kompenzálásaként.

Simulation of Copper Welding by Laser

LÁSZLÓ VÖRÖS

Mechanical Engineering BSc, Development in Mechanical Engineering, 2020/2021/II.

Consultant: Zoltán HERNÁDI, research engineer, Furukawa Electric Institute of Technology

Supervisor: Dr. Zsolt SZABÓ, associate professor, szazs@mm.bme.hu

1. Introduction

Laser welding is a modern, young processing technology. In order to tap the full potential of the process, the optimal parameters are still under investigation. According to Figure 1, the main physical phenomena of the process belong to the fields of optic (e.g. laser beam, absorption) and thermodynamic (e.g. heat release, phases). The goal of the thesis was to perform validation against experiments from the literature. Therefore, a parameter study was performed and the effects of some process parameters (power, welding speed) were also investigated.

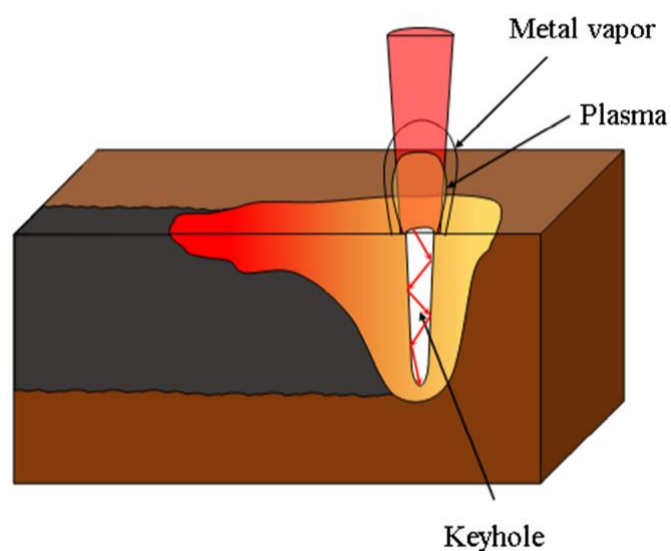


Figure 1: The laser welding process

2. Applied methods

Simulations of the laser welding process were performed in OpenFOAM, which is a software to solve fluid dynamical problems. OpenFOAM's *icoReactingMultiphaseInterFoam* solver provides modelling of multiphase flows with heat transfer and phase change models. Additionally, it contains a laser radiation model, which facilitates the implementation of the laser beam.

In order to define the laser-copper interaction, the physical and optical properties of copper were collected. Then, a parameter study was performed, where 6 parameters were investigated: intensity distribution, optical discretization, mesh, time step, absorption and incident angle. At selecting the optimal setup, the essential factors were the shape of the phase fractions, weld depth and calculation time.

For validation, an experiment from literature was chosen. In the experiment, the laser welding process was examined at focal diameter 158 μm , power 1000 W and welding speed 20 m/min. The weld depth in the published paper was 305 μm .

3. Results

At the end of the parameter study, 18 μm absolute and 5.9% relative difference could be observed in weld depth between the experiment and the simulation with optimal setup. Considering the accuracy of measurement, the simulation showed a promising result. The final simulation took 5.1 days.

The results of the literature experiment were illustrated in cross sectional view. It enabled not only the comparison of weld depth, but weld width as well. Figure 2 shows that the shape of the welding seam in the simulation is similar to the one published in the literature.

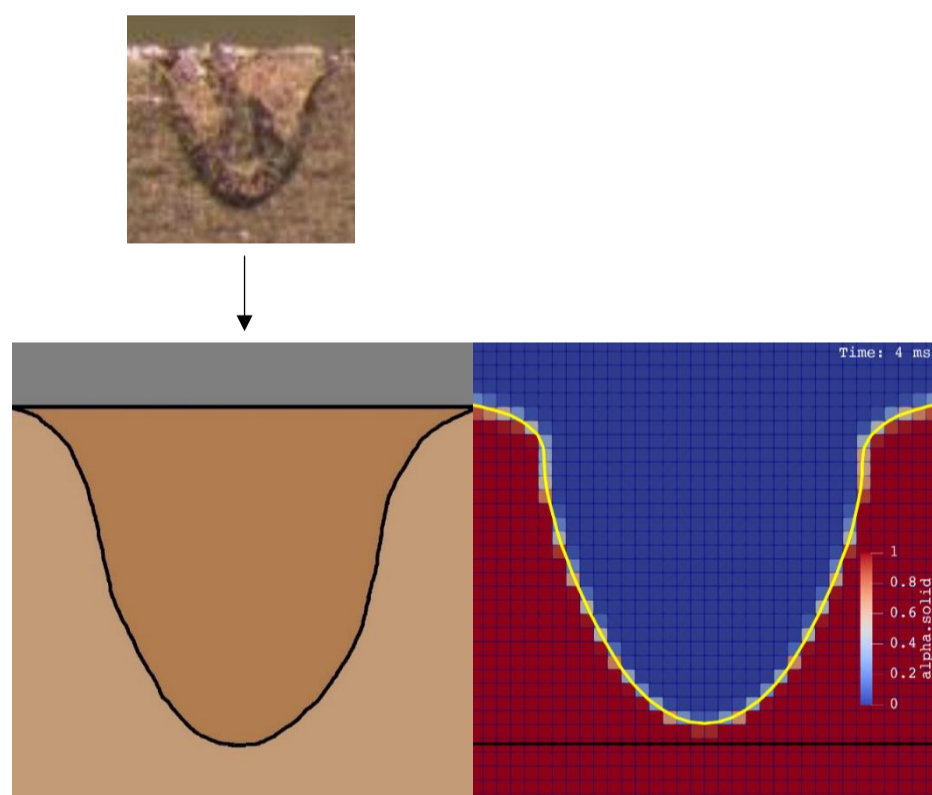


Figure 2: Welding seam cross section for experiment (left) and simulation (right)

4. Summary

Performing a simulation for the laser welding of copper is possible in OpenFOAM. The laser-copper interaction including multiple reflections in the keyhole was reproduced successfully. The simulation with the optimal setup could be performed during the parameters study. The validation resulted in identical weld depth and weld width. Then, effects of different power and welding speed values were investigated. These examinations demonstrated the tendencies of modified process parameters.