

Excitatie van een verbrandingsmotor

Stef Lommen (wb1180576), Paul van der Valk (wb1175688), Bas van Wuijckhuijse (wb1180630) en Hans van Zalen (wb1181793)

Samenvatting

Onderzocht is hoe excitaties (kracht en moment) van een verbrandingsmotor kunnen worden voorspeld. Er is een meetmethode ontwikkeld waarmee de operationele versnellingen omgerekend worden naar excitaties op het massamiddelpunt van het vrije systeem. Allereerst is een dynamisch model geïdentificeerd door de massa, -traagheid en stijfheidmatrix experimenteel te bepalen. Deze eigenschappen zijn gevalideerd door de stijfheidmatrix te variëren. Vervolgens zijn de excitaties van een operationele motor berekend met het model door de versnellingen te meten. Deze excitaties zijn met een variatie in de stijfheidmatrix bevestigd, waardoor de hypothese is gevalideerd.

1. Inleiding

Formula Student is een internationale ontwerpcompetitie, waarin techniekstudenten worden uitgedaagd een raceauto te ontwerpen, te bouwen en te racen. Het Delftse team heeft de afgelopen jaren een aantal complicaties met de motorophanging gehad: de rubbers in de ophanging gaven de motor te veel bewegingsvrijheid en faalden. Een starre ophanging faalde door vermoeiing. Om een ophanging te ontwerpen is het van belang de excitaties (kracht en moment) van de verbrandingsmotor te bepalen. Dit leidt tot de onderzoeksvraag:

Hoe zijn excitaties van een verbrandingsmotor te voorspellen met behulp van een meetmethode?

Om deze onderzoeksvraag te beantwoorden is de volgende hypothese opgesteld:

Operationele excitaties (F_z en M_y) van een verbrandingsmotor zijn te bepalen door gebruik te maken van een laagfrequent geïdentificeerd dynamisch model van de motor en gemeten operationele versnellingen.

Operationeel betekent dat de motor in bedrijf is.

2. Methode

Om het onderzoek te vereenvoudigen wordt de dynamische vergelijking teruggebracht van 6 naar 2 vrijheidsgraden (u_z en θ_x , Fig. 1). Dit is mogelijk omdat in dit vlak de grootste operationele excitaties optreden.

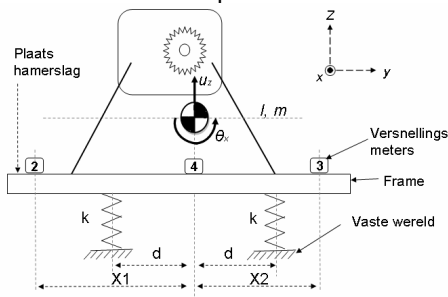


Fig. 1 2D model van de meetopstelling

A. Aannames

In het onderzoek zijn de volgende aannames gedaan:

- 1 De systeemeigenschappen (massa en massatraagheid) van de motor veranderen niet tussen operationele en niet-operationele toestand.
- 2 De motor en het frame mogen als star worden beschouwd in het laagfrequente gebied.
- 3 Krachten en momenten die intern in de operationele motor worden geproduceerd en doorgeleid worden naar de omgeving, worden beschouwd als externe excitaties die op de motor werken.
- 4 Het systeem wordt ontkoppeld van zijn omgeving door gebruik van veren met een lage stijfheid.²
- 5 Veren worden als ideaal beschouwd.³
- 6 Het vrije systeem roteert om zijn massamiddelpunt in operationele toestand.²

Aanname 1 t/m 3 worden onderbouwd door het volgende:

- Het gyroscopische effect van de krukas wordt gecompenseerd door de balans-as (aanname 1)
- De fluctuatie in de massatraagheid zal voornamelijk worden veroorzaakt door de bewegende zuiger. De maximale fout die de zuiger op de massatraagheid kan veroorzaken bedraagt ± 1 procent (aanname 1).
- De excitaties worden bepaald in het laagfrequente spectrum, waarbij laagfrequent wordt gedefinieerd als: Lager dan de eerste interne eigenfrequenties van het systeem. Boven deze frequentie kan het systeem niet meer als star worden beschouwd. (aanname 1, 2 en 3).

B. Systeemidentificatie

Aan de hand van voorgaande aannames is het onderstaande model ontwikkeld (Fig. 1 en Eq. 1).

$$M \cdot \ddot{q} + K \cdot q = f_{motor}$$

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_z \\ \ddot{\theta}_x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k & 0 \\ 0 & 2kd^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_z \\ \theta_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_z \\ M_x \end{bmatrix} \quad (Eq. 1)$$

$$k = 48kN/m, \quad d = 0.230m \text{ en } 0.151m$$

$$m_{frame} = 8.5kg, \quad m_{motor} = 38.2kg$$

De massatraagheid wordt bepaald door een experiment waaruit de overdrachtsfunctie tussen de versnellingen en de kracht van de impulshamer volgt. Uit een vergelijking met het model (Eq. 1) wordt de massatraagheid benaderd. Dit wordt gevalideerd door d in de stijfheidmatrix te variëren (Eq. 1).

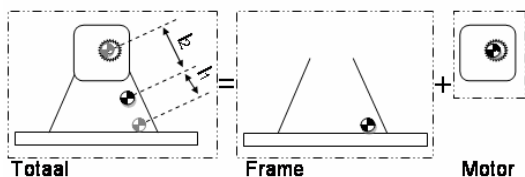


Fig. 2 Systeem en deelsystemen

De massa's van het totale systeem en van het frame is met de bovenstaande methode benaderd. De massa's van de motor afzonderlijk wordt bepaald met behulp van Eq. 2.

$$I_{motor} = I_{totaal} - (m_{motor} \cdot l_2^2 + I_{frame} + m_{frame} \cdot l_1^2) \quad (Eq. 2)$$

De massa's en massa's aan de rechterkant van Eq. 2 zijn bekend. Door de massa's van zowel het frame als het totaalsysteem om een opgelegd draaipunt te benaderen, is lengte l_1 bepaald. De verhoudingen tussen de massa's en massamiddelpunten leiden tot l_2 , waardoor de massa's van de motor kan worden bepaald (Eq. 2 en Fig. 2).

C. Excitatiebepaling

Met de bekende systeemeigenschappen (M en K) wordt de laatste stap van de methode uitgevoerd. De versnellingen van de draaiende motor worden door drie versnellingsopnemers (Fig.1) gemeten bij 500 rpm. De excitaties in het frequentiedomein kunnen nu worden bepaald met behulp van Eq. 1 en een Fourier-transformatie die leidt tot Eq. 3.

$$\underline{f}_{motor}(\omega) = \left(M - \frac{K}{\omega^2} \right) \cdot \underline{\ddot{q}}(\omega) \quad (Eq. 3)$$

Met de tweede waarde voor d, wordt dit experiment herhaald. De methode kan worden gevalideerd als de excitaties gelijk blijven, aangezien de motor zich in dezelfde operationele toestand bevindt.

3. Resultaten & Discussie

In Fig. 3 zijn duidelijk drie pieken te zien. De eerste piek wordt veroorzaakt door de massa, de derde piek is de rotatie om de x-as. Doordat er met een werkelijke motor in 3D wordt gemeten, zijn ook eigenfrequenties in andere richtingen zichtbaar.

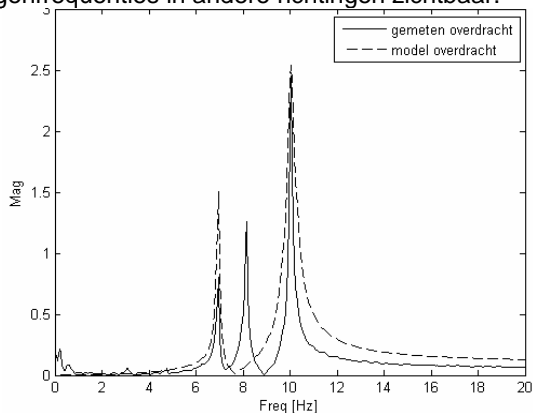


Fig. 3 Overdrachtsfunctie van de motor met frame

Na een vergelijking met het model is de massa's van het totale systeem $1,25 \text{ kgm}^2$. Dit

is bevestigd door de validatie. De traagheid van het frame is bepaald op $0,32 \text{ kgm}^2$. Met Eq. 2 is de massa's van de motor bepaald op $0,81 \text{ kgm}^2$.

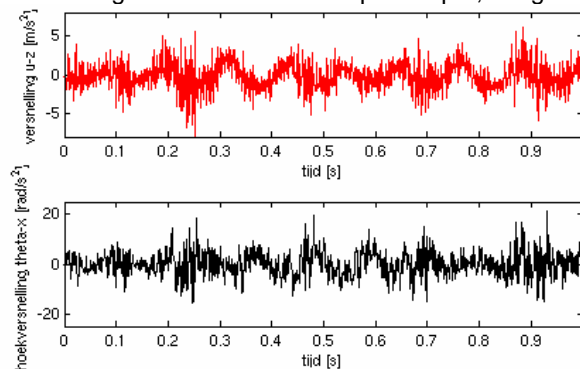


Fig. 4 Gemeten versnellingen (\ddot{u}_z en $\ddot{\theta}_x$)

In Fig. 4 zijn de gemeten versnellingen weergegeven. Duidelijk te zien is een sinusoid met de aanstootfrequentie van de zuiger (8,4 Hz) veroorzaakt door het toerental. Met deze versnellingen zijn de excitaties bepaald (Fig. 5).

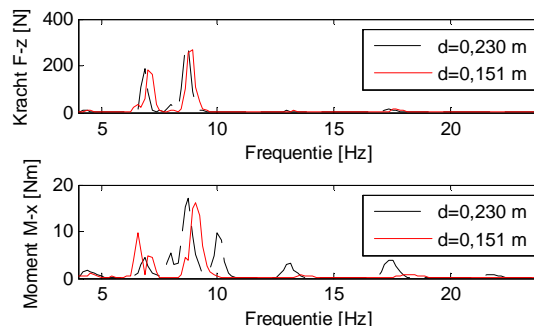


Fig. 5 Excitatie F_z en M_x

In fig. 5 komt wederom duidelijk de aanstootfrequentie naar voren. Aangezien de aanstootfrequentie dichtbij de eigenfrequenties van het totale systeem ligt, worden deze ook aangestoten. Dit is vooral duidelijk te zien tussen de twee metingen bij M_x . Van belang is dat de grootste pieken, zowel in frequentie als magnitude, goed overeen komen.

4. Conclusies & Aanbevelingen

Het verschil in magnitude van de maximale excitaties bedraagt 4,6 procent. Dit is nauwkeurig genoeg om de hypothese te kunnen valideren. Met deze excitaties kunnen nauwkeurige eisen worden gesteld aan het ontwerp van de motorophanging. Aanbeveling voor een vervolgonderzoek is het ontwikkelen van een meetmethode waarmee het operationele systeem geïdentificeerd kan worden, zodat wellicht een hogere nauwkeurigheid kan worden verkregen.

5. Referenties

- Hartog, J.P. Den, 1956, *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill
- Rao, S, 2004, *Mechanical Vibrations*, Pearson Education
- Cool, J, 1997, *Werktuigkundige Systemen*, Delft University Press