

SIMULATION OF DYNAMICS OF MOLDING ASSEMBLY

FORMĒŠANAS MEZGLA DINAMIKAS MODELĒŠANA

Alexander Janushevskis, Head of Laboratory, Dr.sc.ing., assoc. prof.
Machine and Mechanism Dynamics Research Laboratory
Riga Technical University
Address: 6 Ezermalas Street, Riga, LV-1006, Latvia.
Phone: +371 67089396, Fax: +371 67089746
E - mail: janush@latnet.lv

Janis Auzins, Leading Researcher, Dr.sc.ing., assoc. prof.
Machine and Mechanism Dynamics Research Laboratory
Riga Technical University
Address: 6 Ezermalas Street 6, Riga, LV-1006, Latvia.
Phone: +371 67089396, Fax: +371 67089746
E - mail: auzinsjp@latnet.lv

Oscar Onzevs, Researcher, Dr.sc.ing.
Machine and Mechanism Dynamics Research Laboratory
Riga Technical University
Address: 6 Ezermalas Street, Riga, LV-1006, Latvia.
Phone: +371 67089396, Fax: +371 67089746
E - mail: oskars@rtu.lv

Janis Pfafrods, Postgraduate Student, M.sc.ing.
Riga Technical University, Institute of Mechanics
Address: 6 Ezermalas Street, Riga, LV-1006, Latvia.
Phone: +371 67089396, Fax: +371 67089746
E - mail: janis.pfafrods@z-light.lv

Atslēgas vārdi: betona formēšana, blietēšana, hidrovibrators, modelis, dinamika

1. Ievads

Vibroblietēšanas un formēšanas metodēm ir ļoti svarīga praktiska nozīme, jo tās ļauj būtiski uzlabot celtniecības materiālu kvalitāti, pēc kuriem valstī pašlaik ir paaugstināts pieprasījums. Betona maisījums ir daudzkomponentu vide, kas sastāv no rupjā un smalkā pildījuma, saistvielas un ūdens, kuru kvantitatīvo sastāvu nosaka receptūra. Viens no perspektīvākajiem virzieniem ir tā saukto stingo maisījumu izmantošana, kas atļauj samazināt nepieciešamo saistvielu daudzumu, paātrināt izstrādājumu stiprības pieaugumu, samazināt deformācijas, paaugstināt ilgizturību, salizturību un ūdens necaurlaidību. Tomēr šādu maisījumu izmantošanai nepieciešami intensīvi

apstrādes paņēmieni. Betona vibroapstrāde pamatojas uz betona maisījuma periodisku deformāciju, kuras laikā tā iegūst paaugstinātu plūstamību, pildījuma daļiņas izvietojas tā, ka paaugstinās maisījuma blīvums, kā arī notiek maisījuma degazācija.

Vibroformēšanas process ietver divus primāros procesus: blīvēšanu un formas veidošanu. Vibroblietēšanas laikā norisinās betona maisījumu fizikāli mehānisko īpašību izmaiņas. Izšķir [1] trīs blīvēšanas stadijas: 1) komponentu pārvietošanās; 2) komponentu tuvināšanās un 3) kompresijas blīvēšana. Betona maisījumam, kas tiek padots no maisītāja, ir sekojošas fizikāli mehāniskās īpašības:

- Iekšējās sausās berzes klātbūtne (īpaši stingajos maisījumos), kas pazemina statiskā spiediena efektivitāti pie blīvēšanas.
- Struktūras nestabilitāte, kas būtiski mainās pat pie relatīvi vājām dinamiskām iedarbēm.

Tāpēc pirmajā stadijā tiek realizēta maisījuma komponentu skeleta sagraušana un intensīva daļiņu pārvietošanās un gaisa izspiešana. Gaisa kavernu apjoms sastāda ne vairāk kā 2 – 4% no kopējā maisījuma blīvuma. Pat pie ievērojamiem daudzpusējas spiešanas spēkiem maisījuma daļiņu pārkārtošanās ir neliela vai vispār nenorisinās.

Otrā stadija raksturojas ar ievērojamām statiskām un dinamiskām slodzēm uz maisījumu, kuru rezultātā norisinās neliela savstarpēja daļiņu pārvietošanās formējamā izstrādājuma tilpumā, kā arī gaisa izspiešana no maisījuma. Šai stadijā parādās maisījuma elastīgās īpašības pie vibrēšanas. Šī ir ilgākā un nozīmīgākā stingo maisījumu blīvēšanas stadija. Tajā līdz ar blīvēšanu pie noteiktiem apstākļiem var parādīties arī destruktīvi procesi (izstrādājuma nepārtrauktības pārrāvumi, gaisa iesūkšana masā, maisījuma vibrotransportēšana). Par otrās stadijas izbeigšanos liecina maisījuma nosēšanās apstāšanās formā, kā arī maisījuma pilnīga piesātināšanās ar ūdeni. Betona struktūru var uzskatīt par pilnīgi izveidojušos un vibrēšanas laika palielināšana praktiski nedod betona stiprības un blīvuma palielināšanos, kā arī neuzlabo izstrādājuma virsmas kvalitāti. Kā rāda eksperimenti [1], blīvuma pieaugums var tikt panākts ar daļēju poru ūdens izspiešanu un tā vienmērīguma palielināšanu, kā arī daļiņu kontaktvirsmu saspiešanu. Tas tiek realizēts trešajā stadijā - kompresijas blīvēšanā. Šī stadija ir būtiska, it sevišķi ne visai stingiem maisījumiem.

Otrs process – formas veidošana norisinās pietiekami efektīvi tikai tādā gadījumā, ja pie vibroblietēšanas ir notikusi maisījuma pilnīga sašķidrināšanās, proti, tajā pilnīgi izzuduši iekšējās sausās berzes spēki. Dažāda stinguma maisījumi sašķidrinās dažādās blīvēšanas stadijās. Jo stingāks maisījums, jo vēlāk tas sašķidrinās. Atkarībā no tā sacietējušā betona akmenim ir tā vai cita uzbūve. Ja maisījuma sašķidrināšanās ir notikusi pirmajā stadijā, tad tam tukšumi ir sīku dispersu kapilāru veidā. Ja maisījums sašķidrinājies otrajā stadijā, tad cementa akmenim ir blīva struktūra. Tukšumi var būt arī lielāki, bet tie ir retāk sastopami. Betona stiprība un ilgizturība otrajā gadījumā ir daudz lielāka [1].

Tāču tas prasa intensīvākas apstrādes metodes un speciālas iekārtas. RTU izstrādātās principiālās shēmas un atbilstošie paņēmieni ir patentēti [2-5]. To pamatideja ir veikt izstrādājumu presēšanu ar konstantu spēku, vienlaicīgi nodrošinot triecienblietēšanu, kas atļauj pārvarēt formējamā materiāla sausās berzes spēkus un sekmē ļoti blīvas masas iegūšanu.

Šis darbs veltīts tam, lai radītu kompakto vibrotriecienpresēšanas iekārtu. Tāpēc efektīvas iekārtas konstrukcijas izveidei, kas pakļauta intensīviem dinamiskiem slogojumiem, ir būtiski izstrādāt dinamisko aprēķinu modeļus. Šai rakstā izmantota tradicionālā modeļu veidošanas metodika [6].

2. Hidrovibrators un tā matemātiskais modelis

Pētāmā vibrotriecienpresēšanas iekārta satur presformas, kas piepildītas ar formējamo materiālu. Uz formējamo materiālu no pretējām pusēm iedarbojas puansoni, kas nodrošina statiskās presēšanas komponenti F_{pr} .

$$\begin{aligned}\dot{v}_1 &= \frac{1}{m_1} (-b_B v_1 + c_{12}(x_2 - x_1) - c_B x_1 + F_{pr} + p_1 F_1 - p_2 F_2) \\ \dot{x}_1 &= v_1 \\ \dot{v}_2 &= \frac{1}{m_2} (-b_B v_2 - c_{12}(x_2 - x_1) - c_B x_2 - F_{pr} - p_1 F_1 + p_2 F_2) \\ \dot{x}_2 &= v_2\end{aligned}\quad (2)$$

Virzuļa dinamiku apraksta vienādojums:

$$m_3 \ddot{x}_3 = -c_3 x_3 - b_3 \dot{x}_3 + p_3 F_3, \quad (3)$$

kur m_3 ir plūsmdaļa masa,
 c_3 un b_3 ir atgriešanas atsperes stingums un disipācija plūsmdalī,
 F_3 ir plūsmdaļa virzuļa laukums,
 p_3 ir spiediens plūsmdaļa telpā V_3 .
 Vienādojums (3) integrēšanai ērtā formā var tikt pierakstīts

$$\begin{aligned}\dot{v}_3 &= \frac{1}{m_3} (-c_3 x_3 - b_3 v_3 + p_3 F_3) \\ \dot{x}_3 &= v_3\end{aligned}\quad (4)$$

Hidropievads tiek aprakstīts ar balansa vienādojumu, kurš seko no plūsmas nepārtrauktības, kas pamatojas uz šķidruma masas saglabāšanās vienādojumu. Ievērojot šķidruma saspiežamību mainīgajā tilpumā V , šie vienādojumi būs:

$$\begin{aligned}Q_a - Q_b &= \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt}, \\ \frac{d\rho}{dp} &= \frac{\rho}{B}\end{aligned}\quad (5)$$

kur p ir šķidruma spiediens tilpumā,
 ρ ir šķidruma blīvums,
 B ir tilpuma elastības modulis,
 Q_a un Q_b ir tilpuma patēriņi ietekošajam šķidrumam tilpumā V un no tā iztekošajam.
 Vienādojumu (5) varam izteikt integrēšanai ērtā formā:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{B}{V} (Q_a - Q_b - \frac{dV}{dt}). \quad (6)$$

Pētāmajai sistēmai ir trīs mainīgi tilpumi V_1 , V_2 un V_3 .
 Spiediena vienādojumi tilpumam V_1 .

Līdzsvara stāvoklī, kad nav eļļas spiediena p_1 un p_2 un uz masām m_1 un m_2 nedarbojas konstantie presēšanas spēki F_{pr} tilpumam V_1 vērtība ir V_{10} . Lai izspiestu šo tilpumu, virzulim ir jāpārvietojas par attālumu

$$l_{10} = \frac{V_{10}}{F_1}, \quad (7)$$

kur F_1 ir virzuļa laukums. Tilpumu V_1 var izteikt ar sakarību

$$V_1 = F_1(l_{10} + x_1 - x_2). \quad (8)$$

Diferencējot sakarību (8), iegūsim

$$\frac{dV_1}{dt} = F_1 \frac{dx_1}{dt} - F_1 \frac{dx_2}{dt}. \quad (9)$$

Ievērojot sakarības (8) un (9) izteiksmi (6) var pārrakstīt sekojošā formā:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{B}{F_1(l_{10} + x_1 - x_2)} (Q_{13} + Q_{12} - F_1 \frac{dx_1}{dt} + F_1 \frac{dx_2}{dt}), \quad (10)$$

kur Q_{13} un Q_{12} ir tilpuma patēriņi atbilstoši starp tilpumiem V_1 - V_3 un V_1 - V_2 . Tilpuma patēriņš Q_{12} turbulentas plūsmas gadījumā var tikt aprēķināts ar izteiksmi:

$$Q_{12} = \text{sign}(p_2 - p_1) \mu_{12} f_{12} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_1|}, \quad (11)$$

kur f_{12} ir caurplūdes šķērsriezuma laukums starp tilpumiem V_1 un V_2 , μ_{12} ir patēriņa koeficients, ρ ir darba šķidruma blīvums.

Tilpuma patēriņš Q_{13} var tikt noteikts ar nedaudz sarežģītāku izteiksmi, jo atveres laukums mainās pēc šādas sakarības:

$$f_{13} = \begin{cases} 0 & ; \quad \Delta < \Delta_n \\ 0.25\pi d_{13}^2 & ; \quad \Delta > \frac{d_{13}^2}{4d_1} \\ \pi d_1 \Delta & ; \quad \Delta_n \leq \Delta \leq \frac{d_{13}^2}{4d_1} \end{cases}, \quad (12)$$

kur d_{13} ir diametrs cauruļvadam, kas savieno tilpumus V_1 un V_3 , Δ_n ir relatīvais masu m_1 un m_2 pārvietojums ($\Delta = x_2 - x_1$), pie kura caurejošā sprauga f_{13} ir pilnīgi noslēgta.

Ievērojot (12), tilpuma patēriņš Q_{13} var tikt noteikts ar formulu:

$$Q_{13} = \text{sign}(p_3 - p_1) \mu_{13} f_{13} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_3 - p_1|}. \quad (13)$$

Spiediena vienādojumi tilpumam V_2 . Līdzsvara stāvoklī, kad nav eļļas spiediena p_1 un p_2 un uz masām m_1 un m_2 nedarbojas konstantie presēšanas spēki F_{pr} tilpumam V_2 vērtība ir V_{20} . Lai izspiestu šo tilpumu, virzulim ir jāpārvietojas par attālumu

$$l_{20} = \frac{V_{20}}{F_2}, \quad (14)$$

kur F_2 ir virzuļa laukums. Tilpumu V_2 var izteikt ar sakarību:

$$V_2 = F_2(l_{20} - x_1 + x_2). \quad (15)$$

Diferencējot sakarību (15), iegūsim

$$\frac{dV_2}{dt} = -F_2 \frac{dx_1}{dt} + F_2 \frac{dx_2}{dt}. \quad (16)$$

Ievērojot sakarības (15) un (16) izteiksmi (6) tilpumam V_2 var pārrakstīt sekojošā formā:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{B}{F_2(l_{20} - x_1 + x_2)} (Q_{21} + Q_{2A} + F_2 \frac{dx_1}{dt} - F_2 \frac{dx_2}{dt}), \quad (17)$$

kur Q_{21} ir tilpuma patēriņš starp tilpumiem V_2 un V_3 . Tas saistīts ar Q_{12} (11) ar sakarību

$$Q_{21} = -Q_{12}. \quad (18)$$

Q_{2A} ir tilpuma patēriņš starp tilpumu V_2 un izplūdi.

Tilpuma patēriņa Q_{2A} aprakstā jāievēro caurplūdes mainīgais šķēlums, ko nosaka virzuļa m_3 pārvietojums. Caurplūdes šķēlumu nosaka sakarība:

$$f_{2A} = \begin{cases} 0 & ; & x_3 < x_{3n} \\ 0.25\pi d_{2A}^2 & ; & x_3 > \frac{d_{2A}^2}{4d_3} \\ \pi d_3 (x_3 - x_{3n}) & ; & x_{3n} \leq x_3 \leq \frac{d_{2A}^2}{4d_3} \end{cases}. \quad (19)$$

Tilpuma patēriņš Q_{2A} , ievērojot sakarību (19), var tikt aprēķināts:

$$Q_{2A} = \text{sign}(p_A - p_2) \mu_{2A} f_{2A} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_A - p_2|}, \quad (20)$$

kur p_A ir spiediens izplūdē.

Spiediena vienādojumi tilpumam V_3 . Līdzsvara stāvoklī, kad nav eļļas spiediena p_3 , tilpumam V_3 vērtība ir V_{30} . Lai izspiestu šo tilpumu virzulim ir jāpārvietojas par attālumu

$$l_{30} = \frac{V_{30}}{F_3}, \quad (21)$$

kur F_3 ir plūsmdaļa virzuļa laukums. Tilpumu V_3 var izteikt ar sakarību:

$$V_3 = F_3(l_{30} + x_3). \quad (22)$$

Diferencējot sakarību (22), iegūsim

$$\frac{dV_3}{dt} = F_3 \frac{dx_3}{dt}. \quad (23)$$

Ievērojot sakarības (22) un (23), izteiksmi (6) tilpumam V_3 var pārrakstīt sekojošā formā:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{B}{F_3(l_{30} + x_3)} (Q_{31} + Q_{3M} - F_3 \frac{dx_3}{dt}), \quad (24)$$

kur Q_{31} ir tilpuma patēriņš starp tilpumiem V_3 - V_1 . Tas ir saistīts ar Q_{13} (13) ar sakarību

$$Q_{3M} = -Q_{13}, \quad (25)$$

kur Q_{3M} ir tilpuma patēriņš, ko nosaka sūkņa ražīgums.

3. Dinamikas modelēšanas rezultāti un rekomendācijas

Veicot modelēšanu, tika pieņemtas sekojošas parametru vērtības $m_1 = m_2 = 800$ kg, $m_3 = 3$ kg, $d_2 = 300$ mm, $l_{10} = l_{20} = l_{30} = 50$ mm, $B = 14300$ kG/cm², $\rho = 900$ kg/m³, $F_{pr} = 17$ T, $c_B = 2 \cdot 10^7$ N/m, $b_B = 5 \cdot 10^5$ Ns/m. Modelējot tika konstatēts, ka gadījumā, ja virzuļa d_2 laukums ir ievērojami lielāks (10 – 20 reizes) par virzuļa d_1 laukumu, tad d_1 vērtība būtiski neietekmē mezgla dinamiku. Virzuļa d_1 diametra vērtība ir būtiska, apskatot to kā plūsmdali. Caurplūdes šķērsgriezums f_{13} ir koordinātu starpības $x_2 - x_1$ funkcija (12). Vibrators iestādās uz vibrācijām, kuru amplitūda darba režīmā ir mazāka par 1 mm. Lai nodrošinātu vibratora efektīvu darbību pie šāda masu m_1 un m_2 relatīvā pārvietojuma, caurplūdes šķērsgriezumam f_{13} jāmainās par cauruļvada caurplūdes šķērsgriezuma vērtību. Pielīdzinot cauruļvada un caurplūdes šķērsgriezuma f_{13} laukumus, iegūsim aptuvenu novērtējošu izteiksmi:

$$d_1 = \frac{d_c^2}{4\Delta}, \quad (26)$$

kur d_c ir cauruļvada diametrs,

Δ ir relatīvā masu m_1 un m_2 pārvietojuma atvērziens.

Ievērojot, ka $d_c = 20$ mm, kas nodrošina pietiekošu caurplūdi ~100 l/min pie spiediena 100 Kg/cm², un pieņemot, ka $\Delta = 1$ mm, iegūstam $d_1 = 100$ mm, ko apstiprina imitācijas modelēšana. Lai pietiekoši efektīvi tiktu nomests spiediens p_2 , plūsmdaļa virzuļa diametram d_3 jābūt aptuveni 40 mm lielam. Izmantojot sakarību līdzīgu (26), iegūstam, ka virzulim jāpārvietojas par 2.5 mm, lai nodrošinātu pilnu atvēršanu. Taču šajā gadījumā uz virzuli darbojas lieli hidrauliskie spēki un atsperei c_3 ir lieli gabarīti. Lai to novērstu, virzulis ir jāveido dalīts, sastāvošs no divām dažāda diametra daļām vai atsperes vietā jāizmanto darba šķidruma spiediens. Pētījumi parādīja, ka variējamās robežās c_{12} atspere stingums vibromezgla dinamiku presēšanas režīmā praktiski neiespaido, jo spēks no tās deformēšanas ir daudz mazāks par presēšanas spēku un betona deformēšanas spēku. Šīs atspere nodrošina vibratora darbu tukšgaitā un izstrādājumu ērtu izņemšanu no formēšanas mezgliem. Vibratoru var vadīt, izmainot sūkņa ražīgumu vai regulējot plūsmdaļa parametrus. Modelējot dinamiku, nominālais sūkņa ražīgums tika pieņemts 100 l/min. Samazinot ražīgumu, samazinās svārstību frekvence un amplitūda. Svarīgs ir plūsmdaļa parametru iestādījums. Tika pētīti plūsmdaļa divi funkcionēšanas varianti. 1) Plūsmdaļa virzuļa kustību nosaka tikai spiediens p_3 un atspere c_3 spēks. 2) Plūsmdaļa virzuļa kustību papildus ierobežo atdures. Pirmā varianta priekšrocība ir klusāka plūsmdaļa funkcionēšana, otrajā gadījumā - plūsmdaļa precīza nostrādāšana. Vibrāciju režīmi pirmajā gadījumā ir jutīgi pret vibromezgla parametru izmaiņām, kas noved pie vibratora nestabilas darbības. Otrajā gadījumā atspere c_3 tiek uzspriegota un virzulis ir kontaktējies ar atduri. Plūsmdaļa virzulis nostrādā tad, kad spiediena p_3 radītais spēks pārsniedz atspere c_3 uzspriegojuma spēku. Šai gadījumā plūsmdaļa darbību maz ietekmē vibrobloka parametru izmaiņas. Plūsmdaļa darbība tiek regulēta, iestādot tā atspere uzspriegojumu, pie kam plūsmdaļa diametrs, uz kuru iedarbojas vadības spiediens, ir 20 mm, bet diametrs, ar kuru noņem spiedienu, ir 40 mm.

Līdz ar to tiek panāktas stabilas vibrobloka svārstības tuvas harmoniskām ar aptuveni 30 Hz frekvenci un 0.6 mm lielu atvērzienu pie sūkņa ražīguma 100 l/min un atspere stinguma $c_3 = 3 \cdot 10^5$ N/m un uzspriegojuma spēka 300 Kg. Palielinot sūkņa ražīgumu, ir iespējams palielināt svārstību frekvenci un otrādi. Presēšanas procesā formējamā betona stingums pieaug. Tā rezultātā pieaug svārstību frekvence, bet samazinās amplitūda. Pieaugot frekvencei līdz 40 Hz, svārstību raksturs nemainās.

Nobeigumā jāatzīmē, ka veiktā modelēšana ir pietiekoša iekārtas projektēšanas uzsākšanai. Lai veiktu iekārtas dinamikas optimizāciju [7], jāizmanto pilnvērtīgs tehnoloģiskās slodzes modelis [8], kura raksturojums blietēšanas procesā būtiski mainās [9, 10]. Optimizācijas aprēķiniem lieti

noderēs precizētās inerciālo parametru vērtības, kas tiks automātiski iegūtas no 3D ģeometriskā iekārtas modeļa.

4. Secinājumi

Pamatojoties uz veikto dinamikas modelēšanu, iegūtas vibrobloka parametru sākotnējās vērtības, lai veiktu konstruēšanas darbus. Svārstību amplitūda un frekvence ir savstarpēji saistītas un lielā mērā atkarīgas no formējamā materiāla – betona parametriem. Izmantojot tradicionālo pētīšanas metodiku, kas ietver diferenciālvienādojumu sastādīšanu un to integrēšanu, ir iespējams veikt pārsvarā kvalitatīvu procesa analīzi. Svārstību procesa precīzs kvantitatīvs apraksts un iekārtas dinamikas optimizācija iespējama tikai pēc tam, kad modelī tiks adekvāti ievērtēta mainīgā tehnoloģiskā slodze.

Pateicība

Šis darbs daļēji atbalstīts un veikts LZP grantu projekta Nr. 05.1668 un LR Izglītības un Zinātnes ministrijas projekta "Vibro triecienpresēšanas iekārtas 3D ģeometriskā un aprēķinu modeļa izstrāde" ietvaros.

Literatūra

1. Гусев Б., Деминов А., Крюков Б., Литвин Л., Логвиненко Е. Ударно – вибрационная технология уплотнения бетонных смесей - Москва, Стройиздат, 1982.
2. Auziņš P., Vorslovs E., Berozerovs E., Volodko V. Rotorkonveijers betona un dzelzsbetona izstrādājumu izgatavošanai. PSRS autorapliecība Nr. 4380047/23- 33/024956 no 27.024.89.
3. Onževs O., Januševskis A. Iekārta materiālu vibrotriecienpresēšanai. LR patents Nr.11601 no 20.04.1997.
4. Onževs O., Januševskis A., Auziņš J. Iekārta materiālu vibrotriecienpresēšanai. LR Patents Nr.12477 no 20.08.2000.
5. Onževs O., Januševskis A., Auziņš J. Automātiski vadāma iekārta materiālu vibrotriecienpresēšanai. LR Patents Nr.12478 no 20.08.2000.
6. Lielpēteris P., Geriņš Ē. Fluidu mehānika – Rīga, 2005.
7. Januševskis A., Akinfiev T., Auzins J., and Boyko A. A comparative analysis of global search procedures // In: Proc. Estonian Acad. Sci. Eng., 2004, Vol.10, No.4 – p. 235-250.
8. Сивко В. Уравнения движения бетонных смесей // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. 6 Всесоюзн. Симпозиум – Юрмала – Рига, 1982 – с. 58-60.
9. Човнюк Ю. Постановка задачи исследования нелинейных волнообразований в вибрируемой бетонной смеси при различных аппроксимациях ее реологической диаграммы // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. 6 Всесоюзн. Симпозиум – Юрмала – Рига, 1982 – с. 153-155.
10. Макаров С., Кравчук В., Човнюк Ю. Анализ влияния реологических свойств на процессы нелинейных волнообразований в бетонной смеси при ударно- вибрационных режимах формования // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. 6 Всесоюзн. Симпозиум – Юрмала – Рига – 1982 – с. 156-158.

Januševskis A., Auziņš J., Onževs O., Pfafrods J. Formēšanas mezgla dinamikas modelēšana

Tiek apspriests vibroformēšanas process un izdalītas betona bļietēšanas procesa trīs stadijas. Aprakstīts hidrovibrators darbības princips un izvesti tā kustības diferenciālvienādojumi. Tiek izmantota tradicionālā dinamisko sistēmu pētīšanas metodika, vispirms sastādot hidromehāniskās sistēmas kustības diferenciālvienādojumus un tad skaitliski tos integrējot. Pamatojoties uz iegūtajiem rezultātiem, formulēta virkne rekomendāciju iekārtas parametriem, kas atļauj uzsākt iekārtas konstruēšanas darbus. Tiek apspriesta formējamās vides adekvāta dinamiskā modeļa izstrādes nepieciešamība. Precizēti aprēķini tiek plānoti pēc iekārtas 3D ģeometriskā un tehnoloģiskās slodzes modeļu izstrādes, kas atļaus veikt iekārtas pilnvērtīgu optimizāciju un iekārtas konstruktoru dokumentācijas galīgā varianta izstrādi.

Janushevskis A., Auzins J., Onzevs O., Pfafrods J. Simulation of Dynamics of Molding Assembly

Vibro forming process and three stages of process of concrete consolidation are considered. Principle of hydrovibrator functioning is described and differential equations of its motion are derived. The traditional methodic of investigation of dynamic systems is used. Firstly, differential equations of motion of hydro mechanical system are established and then they numerically are solved. A set of recommendations for the parameters of equipment are developed allowing start geometry designing process. Necessity of developing of adequate dynamic model of molding object is discussed. More detail calculations are planned after developing of the 3D geometrical model and the model of technological load that will allow valuable optimization of equipment dynamics and development of final variant of the design documentation.

Янушевскис А., Аuzиньш Я., Онжевс О., Пфафродс Я. Моделирование динамики формовочного узла

Обсуждается процесс виброформирования и выделены три стадии процесса уплотнения бетона. Описан принцип действия гидровибратора и получены дифференциальные уравнения его движения. Используется традиционная методика исследования динамических систем. Сначала составляются дифференциальные уравнения движения гидромеханической системы, а потом они численно решаются. Основываясь на полученные результаты, формулируется ряд рекомендаций по параметрам устройства, что позволяет начать ее конструкторскую разработку. Обсуждается необходимость разработки адекватной динамической модели обрабатываемой среды. Уточненный расчет планируется после создания пространственной геометрической модели и модели технологической нагрузки, что позволит провести полноценную оптимизацию динамики и разработку окончательного варианта конструкторской документации.