

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

MECHANIKA – 96

Tarptautinės konferencijos pranešimų medžiaga

Atominių elektrinių darbo saugumas priklauso ne tik nuo reaktorių gero darbo, bet ir nuo daugelio kitų veiksnių. Vienas iš tokių yra branduolinio kuro atliekų sutvarkymas. Šios atliekos transportuojamos, aušinamos ir saugomos lieto ketaus konteineriuose. Pakrauto konteinerio masė siekia 83 tonas. Sudėjus kuro atliekas į šiuos konteinerius, jie gabenami į gilius aušinimo baseinus. Išlaikius ten juos atitinkamą laiką iškeliami iš jų ir transportuojami į kuro atliekų saugojimo aikštelę. Konteineriai transportuojami galingu kranu, tiek horizontaliai tiek vertikaliai. Yra tikimybė, kad konteinerio transportavimo metu gali įvykti avarija. Konteineris (pavyzdžiui nutrūkus tvirtinimo lynui) gali kristi iš tam tikro aukščio. Jei šis konteineris kris į aušinimo baseiną arba kėlimo šachtoje, gali surti baseino arba šachtos perdengimų konstrukcijos. Iš baseinų gali išsilieti į aplinką radiokatyvus vanduo, sukeldamas ekologinę katastrofą.

Tokių avarių pasekmių galima išvengti įrengiant baseino ar kėlimo šachtos dugne krintančio konteinerio smūgio amortizatorius. Šių amortizatorių paskirtis yra krintančio konteinerio kinetinės energijos pavertimas amortizatoriaus deformavimosi energija ir iki leistinų dydžių sumažinimas smūginės apkrovos į baseino ar kėlimo šachtos dugnų perdangas.

Amortizatorių konstrukcija, jų gamybai panaudotos medžiagos ir jų veikimo principai gali būti įvairūs.

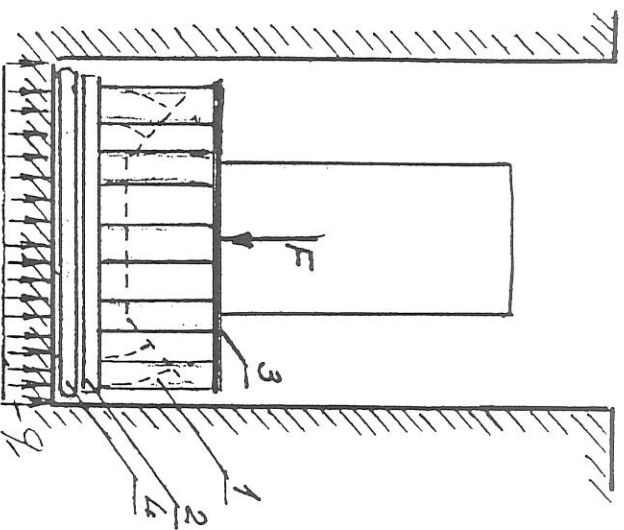
Straipsnio autorių pasiūlyta krintančio konteinerio smūgio amortizatoriaus konstrukcija parodyta 1 paveiksle.

Amortizatoriaus medžiaga - nerūdijantis plienas. Amortizatoriaus konstrukcija sudaryta iš vertikalų vamzdžių (1), tarpusavyje sujungtų apatine (2) ir viršutine (3) plokštimis. Apatinė plokštė turi būti galimai standesnė, viršutinė - lankstesnė.

Kuo didesnis apatinės plokštės standumas, tuo sukeliamos mažesnis išskirtos apkrovos intensyvumas į perdangą, nes ji pasiskirsto didesniame plote.

Tačiau pagaminti labai standžią plokštę yra sunku (didinamas amortizatoriaus svoris, sunaudojama daugiau medžiagos, sudėtingėja jos konstrukcija), todėl po amortizatoriūni buvo pasiūlyta įrengti vandeniu užpildytą metalinę „pagalvę“ (4), kuri vienodai paskirstytų slėgimą į baseino dugną. Pažymėtina, kad „pagalvę“ įrengiama tada, kada po

apatinę plokštę smūgio metu atsisiras apkrovos, savo intensyvumu viršijančios leistinąsias į perdangą.



1 pav. Amortizatoriaus konstrukcijos schema

Amortizatoriaus darbo principas yra pagrįstas konteinerio kinetinės energijos gesinimu, vertikalųjų vamzdžių plastiniu deformavimu. Remiantis amortizatoriaus vamzdžių plastine deformacija ir leistinosiomis apkrovomis į perdangą, galima apskaičiuoti vamzdžių geometrinis parametrus. Kuo vamzdžių plastinės deformacijos bus didesnės, tuo smūginės apkrovos į perdangas bus mažesnės.

Kadangi konteinerio dugno plotas mažesnis kaip amortizatoriaus, tai konteineriui kritant ne visi amortizatoriaus vamzdžiai deformuojami vienodai. Vamzdžiai, esantys po konteineriu, deformuojami centrinu gniuždymu, likusieji - necentrinu gniuždymu arba lenkimu. Be to konteineris gali nukristi ant amortizatoriaus centriškai arba necentriškai.

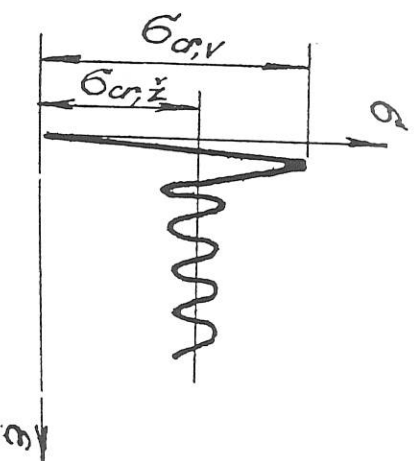
Teoriniai amortizatoriaus konstrukcijos skaičiavimai buvo patikrinimi eksperimentais, tikrinant jo modelį. Modelio linijiniai matavimai sudarė 1:10 originalo. Esant tokiam modeliui ir originalo matavimų santykiui, kritančio kūno ant modelio kinetinė energija turėjo būti lygi vienai tūkstantajai kritančio konteinerio energijos.

Modeliniai tyrimai patvirtino prielaidą, kad visi galimi konteinerio kritimo atvejai (centrinis, necentrinis) nėra vienodai pavojingi, „pagalvė“ dirbs skirtingai. Kritant konteineriui į amortizatoriaus kraštą ar į kampą, apatinė plokštė gali pasiekti perdangą. Tada dalis „prigesintos“ dinaminės apkrovos į perdangą bus perduodama apatinės plokštės briauna, kita dalis per „pagalvę“. Tokio tipo plokštė - perdangą apkraunant centriškai, lyginant su necentrinu apkrovimu, maksimalūs lenkimo momentai plokštėje gaunami didesni, todėl toliau nagrinėjamas centrinio apkrovimo atvejis.

Amortizatoriaus pagrindinių dalių vamzdžių, apatinės ir viršutinės plokščių, „pagalvės“ apskaičiavimo metu reikia žymėti.

Vamzdžių apskaičiavimas

Centriškai gniuždant amortizatoriaus vamzdžio modelį, pagaminą iš tokios pat medžiagos - platiško plieno, gauta gniuždymo diagrama, kurios schema parodyta 2 paveiksle.



2 pav. Amortizatoriaus vamzdžio modelio gniuždymo diagrama

Pasiekus įtempimams viršutinę kritinę ribą $\sigma_{cr,v}$ jo sienelė netenka vietinio pastovumo, ji staigiai įlinksta, raukšlėjasi, įtempimai krinta, kol pasiekia žemutinę kritinę ribą $\sigma_{cr,z}$. Toliau sienelė deformuojasi esant beveik pastoviems įtempimams, kol susideformuoja visas vamzdis. Taip gaunama labai didelė plastinė vamzdžio deformacija ir kartu plastinio deformavimo energija. Remiantis šia vamzdžio gniuždymo diagrama ir buvo apskaičiuojamas amortizatorius. Jeigu žinomas leistinas slėgimas į

patalpos dugną q_{adm} , tai leistina sukelta dinaminė apkrova, veikianti amortizatorių bus

$$F_{adm} = q_{adm} A_s$$

čia A_s - patalpos dugno plotas.

Ši dinaminė apkrova gali būti išreikšta ir per vamzdžių nešančiąją galią.

$$F_{adm} = A_s n \sigma_{cr,v}$$

čia A_s - vieno vamzdžio skersinio ploto ($A_s = \pi d l$), d - vamzdžio skersmuo, l - vamzdžio sienelės storis, n - gniuždomų vamzdžių kiekis. Todėl

$$F_{adm} = \pi d l n \sigma_{cr,v}$$

Iš čia galime rasti reikalingą vamzdžio sienelės storį

$$l = \frac{F_{adm}}{\pi d n \sigma_{cr,v}} = \frac{q_{adm} A_s}{\pi d n \sigma_{cr,v}}$$

Krintancio kūno kinetinė energija

$$E_k = Q(h + \Delta_{dyn})$$

čia Q - krintancio kūno svorio jėga, h - kritimo aukštis, Δ_{dyn} - dinaminė vamzdžio deformacija.

Plastinio deformavimo energija

$$E_{pl} = F_{cr,z} \Delta_{cr,z}$$

Kadangi

$$F_{cr,z} = A_{cr} \sigma_{cr,z}, \text{ tai } E_{pl} = A_{cr} \sigma_{cr,z} n \Delta_{dyn}$$

Šios abi energijos tarpusavyje turi būti lygios.

Tada

$$Q(h + \Delta_{dyn}) = A_{cr} \sigma_{cr,z} n \Delta_{dyn}$$

ir

$$\Delta_{dyn} = \frac{Qh}{A_{cr} \sigma_{cr,z} n - Q}$$

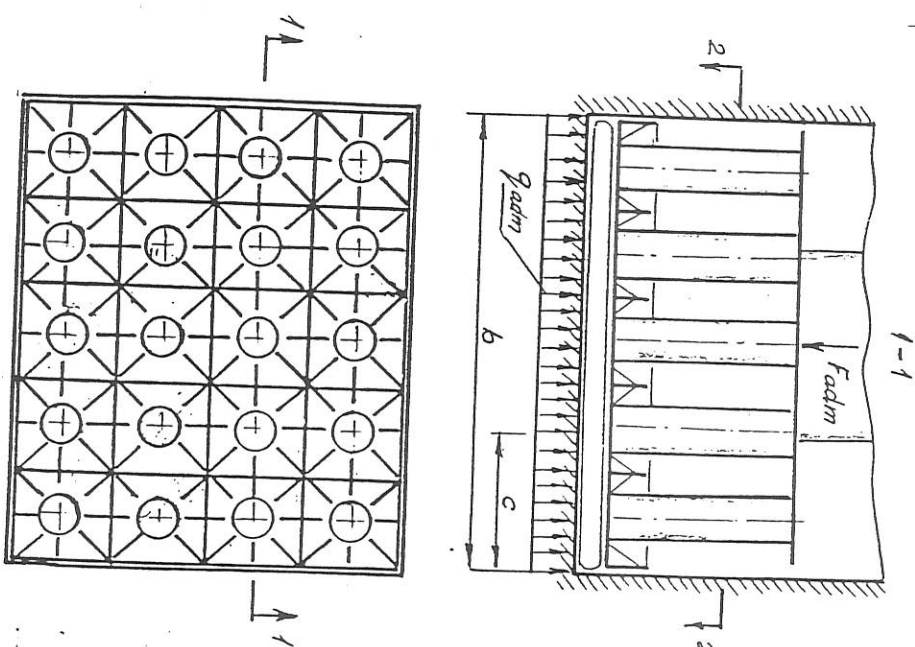
Amortizatoriaus cilindry aukštį riboja patalpų gabariai ir juose vykdomas technologinis procesas. Todėl apskaičiuavus dinaminę vamzdžių deformaciją gali tekti vamzdžių apskaičiavimus pakartoti, keičiant jų sienelių storį. Sienelės storio didinimas mažina deformaciją, tačiau didina vamzdžių standumą bei smūginę apkrovą.

Bascinių ar kėlimo šachtos perdangos yra apskaičiuojamos kaip įtvirtintos visu kontūru plokštės. Tokių plokščių skaičiuojamieji momentai nuo centriškai pridėtos sukeltos apkrovos bus žymiai didesni už

momentus, gautus nuo tokio pat dydžio apkrovos, tačiau vienodai išskirstytos visu perdangos paviršiumi.

Krintant konteineriui po jo dugnu atsидurs 4-6 vamzdžiai. Todėl apkrova į perdangą per vamzdžius bus perduodama per palyginamai nedideles (lyginant su visu perdangos plotu) paviršius.

Apatinės plokštės paskirtis yra galimai vienodžiau paskirstyti smūginę apkrovą į perdangą, arba į „pagalvę“. Ji turi būti kuo standesnė. Kad padidinti jos atsparumą lenkimui, ją numatoma projektuoti briaunuotą, kaip parodyta 3 paveiksle.



3 pav. Apatinės plokštės apskaičiavimo schema

Pagal apskaičiavimo schemą (3 pav.) skaičiuojamas lenkimo momentas apatinės plokštės pjūvyje 1-1 pradinio apkrovimo momentu, kai jėga $F_{cr,1} = F_{adm}$ ir $q = q_{adm}$.

$$M_d = q_{adm} a \frac{c^2}{2}.$$

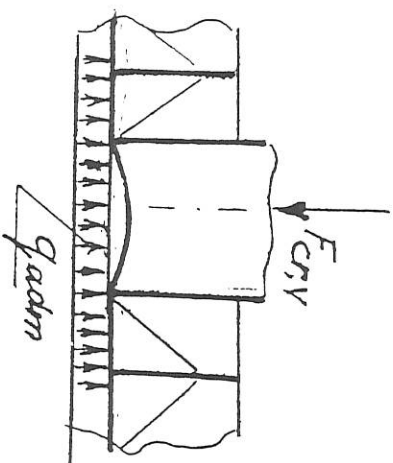
Vėliau, vamzdžiui deformuojantis plastiškai, jėgos ir išskirstytos apkrovos reikšmės mažėja.

Reikalingas plokštės atsparumo momentas

$$W' = \frac{M_d}{\sigma_{adm}}$$

Turint šią atsparumo momento reikšmę galime parinkti reikalingą apatinės plokštės bei standumo briaunų storį. Briaunos aukštį reikia priimti konstruktyviai ne mažesnę kaip 1/4 vamzdžių aukščio, kad plokštės segmente tarp briaunų liktų vietos deformuotam vamzdžiui.

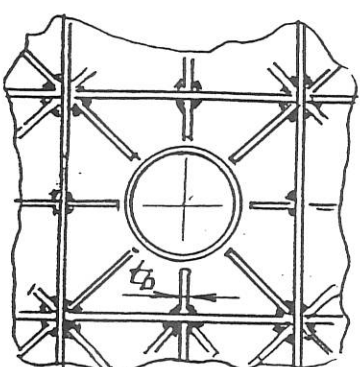
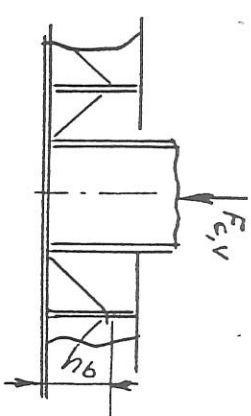
Smūgio metu, vamzdis deformuoja apatinės plokštės segmentą, esantį tarp standumo briaunų. dėl to atsiranda papildomi vietiniai įtempimai. Plokštės segmento deformavimo schema parodyta 4 paveiksle.



4 pav. Apatinės plokštės segmento deformavimo schema

Iš 4 pav. matome, kad ties pagrindinėmis standumo briaunomis segmento plokštės apačioje atsiras gniuždymo įtempimai, o ties vamzdžio apskritimu-tempimo. Šie įtempimai sumuosius su tempimo įtempimais plokštėje dėl lenkimo momento M_d veikimo. Suma šių įtempimų neturi viršyti leistinųjų įtempimų.

Plokštės standumo padidinimui, plokštėje siūloma įrengti pagalbinės standumo briaunas, kaip parodyta 5 paveiksle.



5 pav. Pagalbinų standumo briaunų išdėstymo schema

Užsidavus pagalbinės briaunos aukštį h_b , galima numatyti reikalingą jos storį t_b . Priėmus aštuonias pagalbinės briaunas

$$\frac{4 l_b h_b^2}{3} = \frac{F_{cr,v} l_b}{\sigma_{adm}},$$

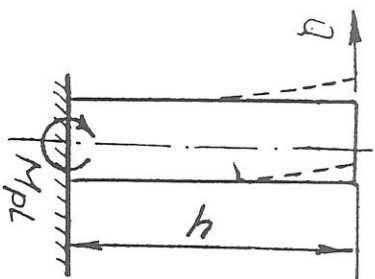
$$t_b = \frac{3 F_{cr,v} l_b}{4 \sigma_{adm} h_b^2}.$$

Įrengus tokias papildomas standumo briaunas, pasikeičia plokštės darbo sąlygas, ji taps standesnė. Po vamzdžio skrituliu ji dirbs kaip apvali plokštė, apkrauta vienodai išskirstyta apkrova.

Viršutinės plokštės apskaičiavimas

Viršutinė plokštė apjungia visus amortizatoriaus vamzdžius. Ši plokštė turi būti galimai lankstesnė ir ji turi dirbti tik tempimu. Avarijos

metu vamzdžiai, esanys ne po konteinerio dugnu - kraštiniai, bus lenkiami jėgų perduodamų per jo viršutinę plokštę. Viršutinės plokštės apskaičiavimo schema parodyta 6 paveiksle.



6 pav. Viršutinės plokštės apskaičiavimo schema

Kraštinio vamzdžio plastinį lenkimo momentą sukelianti jėga Q nustatoma taip:

$$Qh = M_{pl} = \frac{D^3 - d^3}{6} \sigma, \quad Q = \frac{(D^3 - d^3) \sigma}{6h},$$

čia σ_y - plieno lakumo riba, D - išorinis vamzdžio skersmuo, d - vidinis vamzdžio skersmuo, h - vamzdžio aukštis.

Reikalingas pločio b plokštės skerspjūvio plotas

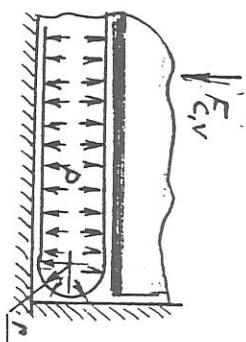
$$bt = \frac{Q}{\sigma_{adm}}.$$

Reikalingas viršutinės plokštės storis

$$t = \frac{Qb}{\sigma_{adm}} = \frac{(D^3 - d^3) \sigma_y b}{6h \sigma_{adm}}.$$

Vandens „pagalvės“ apskaičiavimas

Vandens „pagalvė“, arba slėgimo paskirstytojas yra plokščias plonasis indas, kurio deformaciją riboja baseino dugnas, sienos ir amortizatoriaus plokštė. Šios „pagalvės“ skaičiuojamoji schema 7 paveiksle.



7 pav. Vandens „pagalvės“ skaičiuojamoji schema

Didžiausi įtempimai atsiras cilindrinėje jos dalyje. Jie gali būti apskaičiuojami iš Laplaso lygties

$$\sigma_t = \frac{P}{t} r;$$

čia P - vidinis slėgis, t - sienelės storis, r - cilindrinės dalies spindulys.

Reikalingas sienelės storis

$$t = \frac{Pr}{\sigma_{adm}}.$$

Krintant ant amortizatoriaus 83 t masės konteineriui ir esant leistinajam pagrindo apkrovimui $q_{adm} = 0,41$ MPa, užsidavus baseino amortizatoriuje 20 vamzdžių ir jų skersmeį $d = 500$ mm, gauti sekantys dydžiai:

- vamzdžių sienelės storis $t = 3,0$ mm,
- vamzdžių aukštis $h = 1,80$ mm,
- amortizatoriaus sėdimas $\Delta_d = 1,40$ mm,
- apatinės plokštės storis $t = 20$ mm,
- pagrindinių plokštės briaunų aukštis - 0,40 m,
- briaunų storis - 30 mm,
- pagalbinių briaunų storis - 10 mm,
- viršutinės plokštės storis - 10 mm,
- vandens „pagalvės“ sienelės storis 2 mm,
- vandens „pagalvės“ aukštis - 204 mm.

Atlikus eksperimentinius amortizatoriaus modelio tyrimus gauta, kad amortizatoriaus deformavimas yra ekvivalentiškas 8 centriškai deformuojamų vamzdžių deformavimui. Krūvis ant modelio buvo mestas į centrą, kraštą ir į centrą, pasukus krovinį briauna. Gauti rezultatai labai artimi apskaičiuotiems. Gauna, kad slėgimas į pagrindą $q = 0,46$ MPa, kas tik 5% viršija leistinąjį $q = 0,41$ MPa.

Tokių būdų galima rasti išvadą, kas pasiūlytas smūgio amortizatoriaus konstrukcijos Lietuvoje AI: teorinis skaičiavimas atitinka eksperimentinių tyrimų rezultatus.

Literatūra

1. Моссаковский В.И. Прочность ракетных конструкций. М., 1990.-с.141
2. Тимошенко С.П. Теория упругости. ОМТИ. 1957.-с.97
3. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Т.2.-М., 1965.-с.104
4. Волмир А.С. Тонкие пластинки материалов. М., 1956.-с.131

SCHOCK ABSORBER IN IGNALINA NPP

Augis Bulavas, Jonas Muralis, Povilas Poška

Summary

This article deals with theoretical calculation of geometrical sizes and experimental data of testing models of shock absorber in Ignalina NPP.

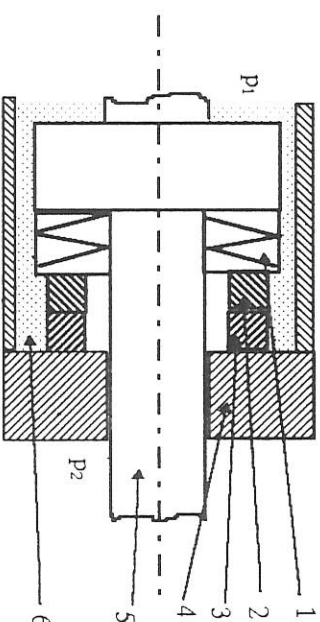
Key words: schock absorber, experimental tests.

KINEMATINIO ŽADINIMO ĮTAKA RADIALINIO SANDARINIMO MAZGO HERMETIŠKUMUI

Stanislovas Žiedelis, Valdas Eidukynas, Egidijus Mikučionis

Kauno technologijos universitetas

Galiniai sandarinintuvai yra vienas iš perspektyviausių sukamojo judesio sujungimų sandarinimo įrenginių tipų. Jie vis plačiau naudojami įvairios paskirties hidraulinių įrenginių velenams sandarinti energikoje, chemijos pramonėje ir kitose srityse, kurioms yra būdingi dideli hermetizuojamų skysčių ar dujų slėgiai ir greičiai, aukštos temperatūros. Šis sandarintuvų tipas (žr. 1 pav.) yra tyrinėtas daugelio mokslininkų [1,2,3], kurių darbai sudarė galimybes optimalių galinių sandarintuvų konstrukcijų sukūrimui praktiškai bet kokioms eksploatacijos sąlygoms. Nežinint aktyvaus pasiekimų, kai kurie galinių sandarintuvų skaičiavimo klausimai iki šiol iširti nepakankamai. Prie tokių klausimų galima priskirti dinaminį apkrovų įtaką sandarinamo mazgo hermetiškumui.



1 pav. Galinio sandarinimo mazgo principinė schema: 1- tamprus elementas; 2 ir 3 - sandarinimo žiedai; 4 - korpusas; 5 - velenas; 6- hermetizuojamas skystis

Daugelyje literatūros šaltinių hermetizuojamo skysčio nuotėkį, praskiskverbianį pro galinio sandarintuvo (žr. 1 pav.) darbo zoną, rekomenduojama įvertinti tokia formule [3]:

$$Q = \frac{\pi(p_2 - p_1)}{6\rho\nu \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} H^3, \quad (1)$$

čia: p_1 , p_2 - hermetizuojamo skysčio ir išorinis slėgiai; ρ - skysčio tankis;