



СӘУЛЕТ ЖӘНЕ ҚҰРЫЛЫС
АРХИТЕКТУРА И СТРОИТЕЛЬСТВО
ARCHITECTURE AND CONSTRUCTION

ҚҰРЫЛЫС
СТРОИТЕЛЬСТВО
CONSTRUCTION

DOI 10.51885/1561-4212_2024_4_199

MFTAA 67.01.00

Б.М. Абдеев¹, А.В. Хапин¹, Б.Е. Махиев¹, А.К. Алдунгарова², А.К. Айтказина¹

¹КЕАҚ «Д. Серікбаев атындағы Шығыс Қазақстан техникалық университеті»,

Өскемен қ., Қазақстан

E-mail: babdeyev@edu.ektu.kz

E-mail: ahapin@edu.ektu.kz

E-mail: bmahiev@edu.ektu.kz*

E-mail: aaytkazina@edu.ektu.kz

²Ш. Уәлиханов атындағы Көкшетау университеті, г. Көкшетау, Қазақстан

E-mail: liya_1479@mail.ru

ҚАТТЫ ЦЕНТРИ БАР ДӨҢГЕЛЕК ОСЬТІК СИММЕТРИЯЛЫҚ МЕМБРАНАНЫҢ ФИЗИКАЛЫҚ ЖӘНЕ ГЕОМЕТРИЯЛЫҚ ПАРАМЕТРЛЕРІН ОҢТАЙЛАНДЫРУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ФИЗИКО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КРУГЛОЙ ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ МЕМБРАНЫ С ЖЕСТКИМ ЦЕНТРОМ

OPTIMIZATION OF PHYSICAL AND GEOMETRICAL PARAMETERS OF A CIRCULAR AXISYMMETRIC DIAPHRAGM WITH A RIGID CENTER

Аңдатпа. Сызықтық қойылымда изотропты дөңгелек пластинаның – біркелкі таралған статикалық жүктемемен жүктелген, деформацияланбайтын, қозғалмайтын орталық дискісі бар мембрананың математикалық моделі қарастырылған. Осы негізде Губер-Генки-Мизестің классикалық беріктік гипотезасы түріндегі екі байланыс теңдеуімен және Кирхгофтың пластиналарының аз иілуінің техникалық теориясының белгілі негізгі болжамдарына сәйкес мембрананың қалыңдығын шектейтін геометриялық қатынаспен тарту (ауыстыру) күшінің мақсатты функциясының максимумынан серпінді элементтің ұтымды физико-геометриялық сипаттамаларын анықтау бойынша экстремалды есеп шешілді. Ұсынылған алгоритм мен есептеу техникасын көрсету үшін қалыңдығы мен сыртқы радиусы көрсетілген калий перманганатының мембранасының оңтайлы параметрлерін таңдаудың сандық мысалы келтірілген. Жұмыс нәтижелерін газдың немесе сұйықтықтың артық қысымы бақыланатын қысымды резервуарларды жобалау кезінде машина жасауда, авиацияда, аспап жасауда және құрылыста кеңінен қолданылатын жоғары дәлдіктегі мембраналық типтегі манометрлерді жобалау процесінде пайдалануға болады.

Түйін сөздер: кернеу, аққыштық шегі, орын ауыстыру, жүктеме, беріктік шарты.

Аннотация. В линейной постановке рассмотрена математическая модель изотропной круглой пластинки – мембраны с недеформируемым неподвижным центральным диском, нагруженной равномерно распределенной статической нагрузкой. На этой основе решена экстремальная задача определения рациональных физико-геометрических характеристик упругого элемента из условия максимума целевой функции тягового (перестановочного) усилия с двумя уравнениями связи в виде классической гипотезы прочности Губера-Генки-Мизеса и геометрического соотношения, ограничивающего толщину мембраны в соответствии с известными фундаментальными допущениями Кирхгофа технической теории малого изгиба пластин. Для иллюстрации предложенного алгоритма и методики расчета представлен численный пример подбора оптимальных параметров мембраны из марганцовистой стали с заданными размерами толщины и внешнего радиуса. Результаты работы можно использовать в процессе проектирования высокоточных манометров мембранного типа, широко применяемых в машиностроении, авиации, приборостроении и

строительстве при конструировании напорных резервуаров с контролируемым избыточным давлением газа или жидкости.

Ключевые слова: напряжение, предел текучести, перемещение, нагрузка, условие прочности.

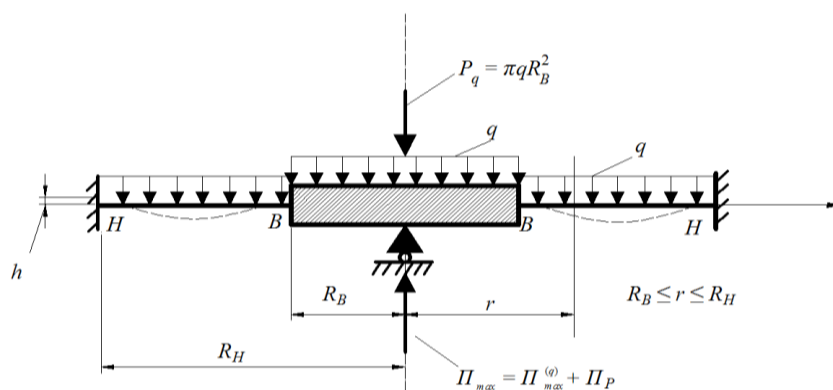
Abstract. The mathematical model of an isotropic circular plate-membrane with a non-deformable fixed central disk loaded by a uniformly distributed static load is considered in a linear formulation. On this basis, the extreme problem of determining the rational physical and geometrical characteristics of an elastic element from the condition of the maximum of the target function of the thrust (permutation) force with two coupling equations in the form of the classical Huber-Genke-Mises strength hypothesis and a geometrical relation limiting the membrane thickness in accordance with the known fundamental Kirchhoff assumptions of the technical theory of small plate bending is solved. To illustrate the proposed algorithm and calculation procedure, a numerical example of the selection of optimum parameters of a manganese steel diaphragm with given dimensions of thickness and outer radius is presented. The results of the work can be used in the process of designing high-precision membrane-type pressure gauges, widely used in mechanical engineering, aviation, instrumentation, and construction in the design of pressure tanks with controlled excess pressure of gas or liquid.

Keywords: stress, yield stress, displacement, load, strength condition.

Кіріспе. Технологиялық жабдықтардың, машиналар мен аспаптардың есептік схемаларын жетілдіру және нақтылау соңғы онжылдықтарда оңтайлы жобалау әдістерінің қарқынды дамуына түрткі болды (Фролов, 1984). Бұл деформацияланатын қатты механика мен оңтайлы басқару теориясының түйіскен жерінде орналасқан салыстырмалы түрдегі жаңа ғылыми-техникалық бағыт (Абдеев, 2011). Бұл теориялық алғышарттар мен есептеу сатысында конструкциялардың материал сыйымдылығын айтарлықтай төмендетуге, олардың жоғары сенімділігі мен функционалдық сипаттамаларын сақтауға мүмкіндік береді (Филатов, 2021).

Орталық қатты дискісі бар сақина тәрізді мембрана аспап жасауда, авиацияда, машина жасауда, кеме жасауда және құрылыста кеңінен қолданылады. Бұл типтегі серпімді элементтер жоғары дәлдіктегі манометриялық аспаптар мен күш өлшегіш датчиктердің сезімтал бөлшектері ретінде қолданылады.

Манометрлердегі пластина-мембрананың қозғалуына кедергі келтіретін, қатты дискінің ортасында тіреу болған кезде сыртқы жүктемеден q туындайтын ауысу немесе тарту күші P_T оның маңызды жұмыс параметрі болып табылады (1-сурет) (Пономарев, Андреева, 1980). P_T шамасы серпімді элементтің сезімталдық шегін сипаттайды және белгілі бір құрылғыда мембрананы қолдану мүмкіндігін анықтайды.



1-сурет. Мембрананың есептелген теориялық моделі

Ескерту – (Пономарев, 1980) автор негізінде құрастырылған

Манометриялық серпімді деформацияланатын элемент таралған жүктемені q орын ауыстыруға түрлендіретін жағдайларда аспап механизмінің кедергі күшінен асатын ауысу күшін P_T дамытуы тиіс. Сонымен қатар, таралған жүктемені q оған пропорционал ауысу

күшіне P_T айналдыратын мембраналық типтегі манометриялық құрылғылар бар. Мембрананы осындай пайдалану жағдайында құрылғының сапасын анықтайтын манометрдің негізгі өзгермелі (оңтайландыру процесінде) жұмыс сипаттамалары $P_T(q)$ тәуелділігі және оның ең үлкен мәні P_{max} болады.

Материалдар және зерттеу әдістері. Біртекті изотропты жұқа пластиналардың кернеулі деформацияланған күйінің сызықтық теориясының формулаларына (Вайнберг, 1970) сүйене отырып, мембрананың рационалды параметрлерін (X_1, X_2, X_3 айнымалылары) таңдаудың экстремалды оссимметриялық есебі (Лесин, Лисовец, 1998) қарастырылды:

$$X_1 = \frac{R_B}{R_H}; \quad X_2 = X_2(X_1) = \frac{h}{R_H} > 0; \quad X_3 = X_3(X_1, X_2) = q > 0; \quad (0 \leq X_1 \leq 1). \quad (1)$$

Бұл параметрлер пластинаның деформацияланатын сақина бөлігіне жүктеме q әсер еткенде $P_{max}^{(q)}$ тарту күшінің мақсатты функциясының максимумын қамтамасыз етеді (1-сурет) [9]:

$$P_q = P_q(X_1, X_3(X_1, X_2)) \quad (2)$$

Екі байланыс теңдеуі беріктік пен геометриялық шектеулерді ескереді және келесі өрнектерді білдіреді:

1) Құрылымның жүк көтергіштігін қамтамасыз ететін Губер – Генки – Мизес шарты. Ол материалдың аққыштық шегі σ_T және машина жасауда қолданылатын (Анурьев, 2001) нормативтік коэффициенті $[n_T]$ бар жазық кернеу күйі үшін төртінші беріктік теориясы (классикалық оңтайландыру) бойынша құрылғын теңдік түріне ие болады (Kharin, Abdeev, Makhiyev, 2020).

$$\sigma_{IV} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \cdot \sigma_\theta} = \frac{\sigma_T}{[n_T]}, \quad (3)$$

мұндағы σ_r, σ_θ – радиальды (σ_r) және тангенциальды (σ_θ) қалыпты кереулер.

2) Пластиналардың иілуінің техникалық теориясының Кирхгоф гипотезаларына сәйкес мембрананың қалыңдығын шектейтін геометриялық қатынас (Вайнберг, 1970):

$$h = \alpha \cdot (R_H - R_B), \quad (4)$$

немесе, (1) белгілеулерге сәйкес

$$X_2 = \alpha \cdot (1 - X_1) \quad (5)$$

мұндағы α – (Вайнберг, 1970) шектерде өзгертін өлшемсіз параметр

$$0 < \alpha \leq \frac{1}{3}. \quad (6)$$

1-суретте қалыңдығы $h = const$ сақиналы пластина – мембрананың моделінің меридиандық қимасы берілген. Қима радиусы R_H сыртқы контурмен және радиусы R_B деформацияланбайтын дискінің ортасында қатаң қысылған. Қимаға біркелкі таралған жүктеме q түседі.

1-суретте көрсетілген серпімді элементтің беріктігі абсолютті қатаң қозғалмайтын центрге түсетін жүктемеге байланысты емес. Осы алғышарттың салдарынан салыстырмалы экстремумды $P_{max}^{(q)}$ анықтау үшін қарастырылып отырған мәселені шешудің маңызды ерекшелігі бар. (3) байланыс теңдеуімен оңтайландыру процесі (яғни тарту күшінің функциясының аналитикалық максимумын есептеу) оның $r = R_H$ параметрі мен диск арасында орналасқан мембрананың тек иілген бөліктері жүктелген жағдайда жүзеге асырылуы керек. Бұл нақты жағдай математикалық түрде (1) – (6) формулаларында көрінеді.

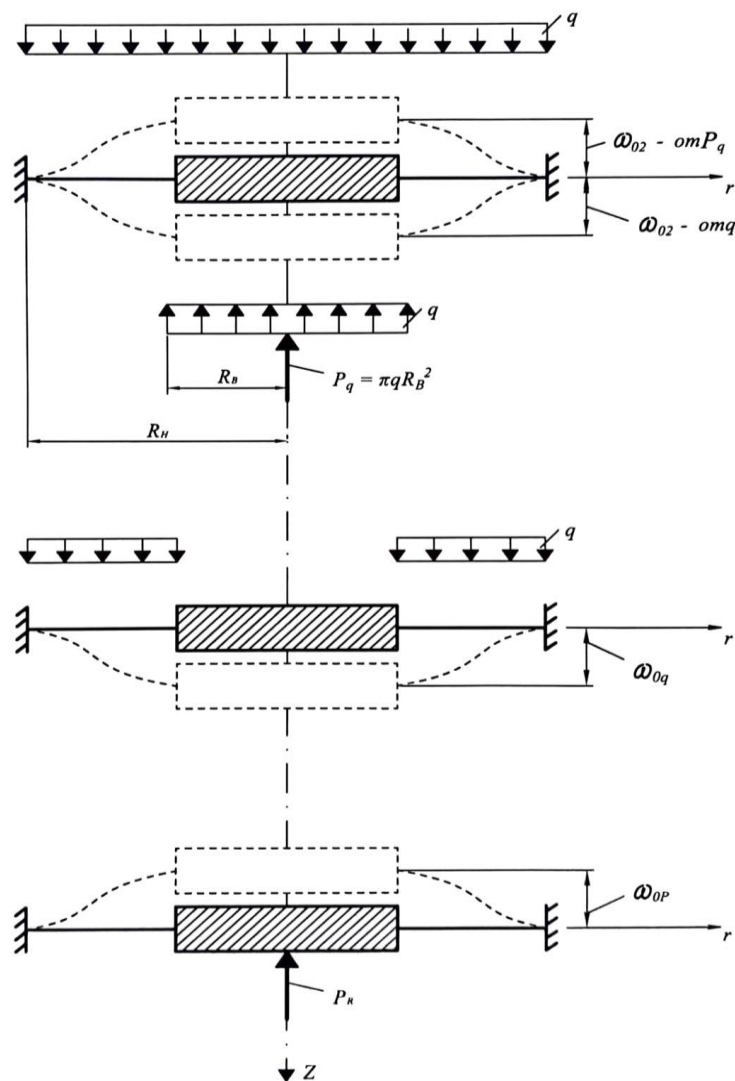
Қойылған оңтайландыру мәселесін шешу үшін мембрананың орталық бөлігін және

кернеулерді σ_r , σ_θ сәйкесінше радиалды (r) және сақиналы (θ) бағыттарда жылжыту ω_0 үшін қажетті белгілі аналитикалық тәуелділіктерді түрде қосу арқылы суперпозиция әдісі қолданылды. Бұл 2-суреттің сызбалары бойынша жүзеге асырылды. Әріптік таңба $P_R = P_q$ анықтамалық реакциямен белгіленеді, ол қажетті ауысу күшіне P_q тең. Мұндағы P_q – тек дискіге түсірілетін жүктемеге тең әсер етуші, яғни

$$P_q = \pi \cdot q \cdot R_B^2. \tag{7}$$

Осыдан, (1), алынады:

$$P_q = \pi \cdot R_H^2 \cdot X_1^2 \cdot X_3. \tag{8}$$



2-сурет. Мақсатты функция түріндегі тірек реакциясын анықтауға мембрананың деформацияланатын бөлігінің иілу схемалары

Ескерту – (Kharin, 2020) автор негізінде құрастырылған

Алдыңғы зерттеулердің нәтижелерін пайдалана отырып (Kharin, Abdeev, Makhiyev, 2020), қабылданған rOz есеп жүйесінде қатты дискінің әртүрлі қолдану тәсілдерінен және күштердің бағытынан қозғалысын анықтау үшін келесі формулалар қолданылады (2-сурет):

– пластинаның бүкіл бетіне әсер ететін q қысымында,

$$\omega_{01} = \frac{3 \cdot q \cdot R_H^4 \cdot (1 - \mu^2)}{16 \cdot E \cdot h^3} \cdot (4 \cdot X_1^2 \cdot \ln X_1 - X_1^4 + 1), \quad (9)$$

мұндағы μ, E – мембрана материалының Пуассон коэффициенті (μ) мен серпімділік модулі (E);

– дискке қойылған q жүктемесінен оның нәтижесі түрінде $-P_q = -\pi \cdot q \cdot R_B^2 = -\pi \cdot q \cdot R_H^2 \cdot X_1^2$,

$$\omega_{02} = -\frac{3 \cdot q \cdot R_H^4 \cdot X_1^2 \cdot (1 - \mu^2)}{E \cdot h^3} \cdot \left(\frac{1 - X_1^2}{4} - \frac{X_1^2 \ln^2 \cdot X_1}{1 - X_1^2} \right); \quad (10)$$

– пластинаның ортаңғы бетін – мембрананы Z осіне қарама-қарсы бағытта майыстыратын шоғырланған күш ($-P_R$) жағдайында,

$$\omega_{0P} = -\frac{3 \cdot P_R \cdot R_H^2 \cdot (1 - \mu^2)}{\pi \cdot E \cdot h^3} \cdot \left(\frac{1 - X_1^2}{4} - \frac{X_1^2 \ln^2 \cdot X_1}{1 - X_1^2} \right). \quad (11)$$

Тіректің қозғалмайтын жағдайынан, яғни қозғалыстардың үйлесімділік теңдеуінен (абсолютті иілу деформациялары) $\omega_{01}, \omega_{02}, \omega_{0P}$

$$\omega_{01} + \omega_{02} + \omega_{0P} = 0, \quad (12)$$

(9) – (11) ескере, P_q тарту күшіне максатты байланыс (2)

$$P_q = P_R = \pi \cdot R_H^2 \cdot X_3 \cdot f_1 \cdot (f_2)^{-1}. \quad (13)$$

мұндағы $f_1 = f_1(X_1), f_2 = f_2(X_2)$ – функционалды өрнектер:

$$f_1 = 4 \cdot X_1^2 \ln X_1 - 4 \cdot X_1^4 \ln X_1 + 16 \cdot X_1^4 \ln^2 X_1 + 7 \cdot X_1^4 - 3 \cdot X_1^6 - 5 \cdot X_1^2 + 1, \quad (14)$$

$$f_2 = 4 - 8 \cdot X_1^2 + 4 \cdot X_1^4 - 16 \cdot X_1^2 \cdot \ln X_1. \quad (15)$$

Деформацияланбайтын орталық дискі және сыртқы контурдың қатты қысылуы бар сақина пластиналарының нормативтік формулалары (Пономарев, Андреева, 1980) бойынша беріктікті есептеу нәтижелерін талдау анықтауға мүмкіндік береді: мембранаға q, P_q және P_R (1-ші және 2-суреттер) жүктемелері ең үлкен қалыпты $\sigma_{rB}, \sigma_{rH}, \sigma_{\theta B} = \mu \cdot \sigma_{rB}, \sigma_{\theta H} = \mu \cdot \sigma_{rH}$ және

$$\sigma_{IVB} = \sqrt{\sigma_{rB}^2 + \sigma_{\theta B}^2 - \sigma_{rB} \cdot \sigma_{\theta B}} = |\sigma_{rB}| \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2}, \quad (16)$$

$$\sigma_{IVH} = \sqrt{\sigma_{rH}^2 + \sigma_{\theta H}^2 - \sigma_{rH} \cdot \sigma_{\theta H}} = |\sigma_{rH}| \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2} \quad (17)$$

эквивалентті кернеулер "В" және "Н" серпімді элементтің $r = R_B$ және $r = R_H$ болатын цилиндрлік қималарының шеткі талшықтарында $z = \pm \frac{h}{2}$ пайда болады (1-сурет).

Жоғарыда келтірілген формулалармен анықталған экстремалды радиалды кернеулерді σ_r қосуды (суперпозиция) [9]-ға келтіріп орындау, сәйкесінше (9) – (11) q жүктемелерімен үйлесімді, $-P_q = -\pi \cdot q \cdot R_B^2 = \pi \cdot R_H^2 \cdot X_1^2 \cdot X_3$, $-P_R$ (2-сурет), (13) – (17) ескере отырып эквивалентті кернеулер σ_{IVB} мен σ_{IVH} үшін төменгі байланыстар алынды:

$$\sigma_{IVB} = K_\sigma \cdot \left[\frac{X_1^2}{2} + \frac{2 \cdot X_1^2 \ln X_1}{1 - X_1^2} + \frac{1}{2} + \frac{f_1 \cdot (2 \ln X_1 + 1 - X_1^2)}{f_2 \cdot (1 - X_1^2)} \right], \quad (18)$$

$$\sigma_{IVH} = K_\sigma \cdot \left[\frac{3 \cdot X_1^2}{2} + \frac{2 \cdot X_1^4 \ln X_1}{1 - X_1^2} - \frac{1}{2} + \frac{f_1}{f_2} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot X_1^2 \ln X_1}{1 - X_1^2} \right) \right]. \quad (19)$$

Мұндағы $K_\sigma > 0$ – X_2, X_3 оңтайландырылған айнымалыларға тәуелді және $\sigma_{IVB}(X_1), \sigma_{IVH}(X_1)$ функциялардың өзгеру сипатына әсер етпейтін коэффициент

$$K_\sigma = \frac{3 \cdot X_3}{2 \cdot X_2^2} \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2}. \tag{20}$$

3-суретте өлшемсіз тәуелділіктердің графиктері келтірілген.

$$\sigma^*_{IVB} = \frac{\sigma_{IVB}}{K_\sigma}, \sigma^*_{IVH} = \frac{\sigma_{IVH}}{K_\sigma}, \tag{21}$$

(18) – (19) сәйкес, мембрананың қауіпті қимасын көрсетеді, мұндағы

$$\sigma_{IV} = \sigma_{IVB} = \sigma_{max}, \tag{22}$$

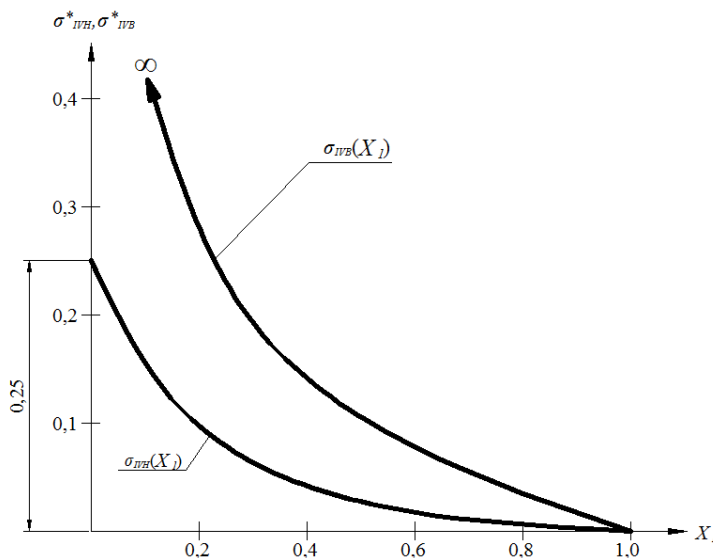
ол қатты дискінің сақина бөлігімен жұптасқан жерінде, яғни "В" қимасында орналасқан (1-сурет).

(5), (18), (20) және (22) қолданып, байланыс теңдеуінің соңғы (есептік) түрін анықтаймыз (3):

$$\frac{3 \cdot X_3}{2 \cdot \alpha^2 \cdot (1 - X_1)^2} \cdot \left[\frac{X_1^2}{2} + \frac{2 \cdot X_1^2 \ln X_1}{1 - X_1^2} + \frac{1}{2} + \frac{f_1 \cdot (2 \ln X_1 + 1 - X_1^2)}{f_2 \cdot (1 - X_1^2)} \right] = \frac{\sigma_T}{[n_T]} \tag{23}$$

(23) беріктік шартынан X_3

$$X_3 = \frac{2 \cdot \sigma_T \cdot \alpha^2 \cdot (1 - X_1)^2}{3 \cdot [n_T] \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2} \cdot \left[\frac{X_1^2}{2} + \frac{2 \cdot X_1^2 \ln X_1}{1 - X_1^2} + \frac{1}{2} + \frac{f_1 \cdot (2 \ln X_1 + 1 - X_1^2)}{f_2 \cdot (1 - X_1^2)} \right]} \tag{24}$$



3-сурет. (18), (19) аналитикалық өрнектермен жуықталған (3) байланыс теңдеуінің графикалық интерпретациясы

Ескерту – (Абдеев, 2011) автор негізінде құрастырылған

(24) өрнекті (13) формулаға қойып, (1) – (6) сызықтық емес бағдарламалаудың жалпы есебінің орнына (Фролов, 1984) мақсатты функцияның шартсыз максимумын анықтауға арналған қарапайым экстремалды есебін аламыз (Абдеев, 2011)

$$\Pi_q = \Pi_q(X_1) = K \cdot \frac{f_1 \cdot (1 - X_1)^2}{f_2 \cdot \left[\frac{X_1^2}{2} + \frac{2 \cdot X_1^2 \ln X_1}{1 - X_1^2} + \frac{1}{2} + \frac{f_1 \cdot (2 \ln X_1 + 1 - X_1^2)}{f_2 \cdot (1 - X_1^2)} \right]}, \quad (25)$$

мұндағы $K = const > 0$ – тұрақты параметр

$$K = \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha^2 \cdot \sigma_T \cdot R_H^2}{3 \cdot [n_T] \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2}}. \quad (26)$$

(25) функционалды тәуелділікті зерттеу тікелей әдіспен (Лесин, Лисовец, 1998) орындалды (экстремум үшін қажетті және жеткілікті шарттарды қолданбай), график 4-суретте көрсетілген. Табылған байланыс

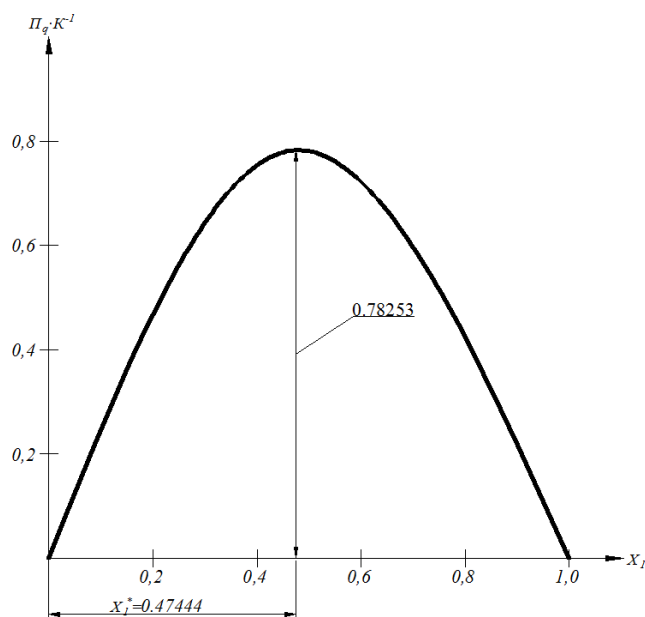
$$X_1^* = \frac{R_B}{R_H} = 0,47444, \quad (27)$$

$$\frac{\Pi_{\max}^{(q)}}{K} = \frac{\Pi_q(X_1^*)}{K} = 0,78253, \quad (28)$$

ең көп тарту күшін қамтамасыз етеді

$$\Pi_{\max}^{(q)} = 0,78253 \cdot K, \quad (29)$$

бұл мембраналық манометрлердің сенімділігі мен дәлдігін едәуір арттыра алады. Бұл жағдайда қысымның оңтайлы (шекті) мәні $q^* = X_3^*$ (24) формуласымен жуықталады, міндетті түрде шектеу тексеріледі (6).



4-сурет. (25) максатты функционалды тәуелділіктің өлшемсіз графигі

Ескерту – (Абдеев, 2011) автор негізінде құрастырылған

$\Pi_q(X_1)$ функциясын максимизациялау үшін белгілі бір (нақты) оңтайландыру мәселесін шешу алгоритмінде әр түрлі модификациялар мен нұсқалар болуы мүмкін, бірақ есептеудің барлық жағдайлары үшін (27) – (29) сандық мәндер негізгі және өзгермейтін

болып қалады. Әдетте, қатты центрлі сақиналы мембраналарды жобалау кезінде құрылымның физикалық-механикалық және геометриялық сипаттамалары бастапқы мәліметтер ретінде қабылданады, олар: серпімді элементтің көтергіштігі; құрылғының жалпы өлшемдері және оның жұмысының қажетті дәлдігі; мембраналық құрылғыны жасау технологиясы және пайдалану режимі; ең үлкен бақыланатын (манометрмен өлшенетін) қысым q^* [9]. Осы тапсырманың ерекшеліктерін ескере отырып, берілген параметрлер ретінде σ_T , $[n_T]$, μ , h , R_H және $X_1^* = 0,47444$ пайдалануға болады. Бұл жағдайда қажетті оңтайлы қысым q^* мен ауыстыру күші $P_{\max}^{(q)}$ (6) теңсіздікті ескере отырып (5), (26) және (29) тәуелділіктермен есептеледі.

Сонымен қатар, мембраналық пластинаны бүкіл бетке біркелкі таралған q жүктемесімен жүктеу кезінде (4-сурет) алынған реактивті күш P_{\max} (толық тарту күші) (29) сәйкес, қосымша оңтайландырылған ауыстыру күшімен $P_P = P_q^{(onm)}$ немесе (8) сәйкес анықталады,

$$P_P = P_q^{(onm)} = \pi \cdot R_H^2 \cdot (X_1^*)^2 \cdot X_3^*, \quad (30)$$

яғни

$$P_{\max} = 0,78253 \cdot K + \pi \cdot R_H^2 \cdot (X_1^*)^2 \cdot X_3^*. \quad (31)$$

Ұсынылған экстремалды мәселенің жалпы шешімін көрсету үшін қалыңдығы $h = 1$ мм, радиусы $R_H = 100$ мм, 65Г марганецті серіппелі болаттан жасалған, келесі механикалық сипаттамалары бар мембрананың оңтайлы параметрлерін есептеу мысалы қарастырылады (Анурьев, 2001): $\sigma_T = 80$ кг/мм²; $E = 20000$ кг/мм²; $G = 8200$ кг/мм² – ығысу модулі; $[n_T] = 2$.

Пуассон коэффициентін μ есептеу, G , E , μ тұрақтылар арасындағы байланыс [14]

$$\mu = \frac{E}{2 \cdot G} - 1 \quad (32)$$

(5) екінші байланыс теңдеуінен (1) белгілерді және белгіленген мәнді $X_1^* = R_B \cdot (R_H)^{-1} = 0,47444$ ескере отырып, (27) сәйкес α коэффициенті анықталады.

$$\alpha = \frac{X_2}{1 - X_1^*} \quad (33)$$

(24) формула бойынша әр түрлі өлшем бірліктеріндегі шекті рұқсат етілген қысым q^* анықталады (Яворский, Детлаф, 1979):

$$q^* = X_3^* = \frac{\sigma_T \cdot \alpha^2}{[n_T] \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2}} \cdot 1,66205 \quad (34)$$

Нәтижелері және оларды талқылау.

$$\mu = \frac{E}{2 \cdot G} - 1 = \frac{20000}{2 \cdot 8200} - 1 = 0,22.$$

$$\alpha = \frac{X_2}{1 - X_1^*} = \frac{0,01}{1 - 0,47444} = 0,019027,$$

(6) шартты қанағаттандырады:

$$0 < \alpha = 0,019027 < \frac{1}{3}.$$

$$\begin{aligned} q^* = X_3^* &= \frac{\sigma_T \cdot \alpha^2}{[n_T] \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2}} \cdot 1,66205 = \frac{80 \cdot (0,019027)^2}{2 \cdot \sqrt{1 - 0,22 + (0,22)^2}} \cdot 1,66205 = \\ &= 0,0264438 \text{ кг/мм}^2 \approx 2,64 \text{ ат} = 26443,8 \text{ мм.вод.ст.} = 1945,4 \text{ мм.рт.ст.} \end{aligned} \quad (34)$$

(29) – (31) байланыстар мен (26) формуланы, (27), (32) – (34) мәндерді ескере отырып $P_{\max}^{(q)}$ анықталады:

$$P_{\max}^{(q)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha^2 \cdot \sigma_T \cdot R_H^2}{3 \cdot [n_T] \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2}} \cdot 0,78253 = \frac{2 \cdot 3,1416 \cdot (0,019027)^2 \cdot 80 \cdot (100)^2}{3 \cdot 2 \cdot 0,910165} = 333,23 \text{ кг};$$

$$P_P = \pi \cdot R_H^2 \cdot (X_1^*)^2 \cdot X_3^* = 3,1416 \cdot (100)^2 \cdot (0,47444)^2 \cdot 0,0264437 = 187 \text{ кг};$$

$$P_{\max} = P_{\max}^{(q)} + P_P = 333,23 + 187 = 522,23 \text{ кг}.$$

Қорытынды. Жүргізілген зерттеу нәтижелері бойынша:

1) Дөңгелек осимметриялық мембрананың және оның қозғалмайтын орталығында біркелкі таралған жүктемеден туындайтын, тиісінше, деформацияланатын сақина бөлігіне әсер ететін ең үлкен тарту күштерінің $P_{\max}^{(q)}$, P_{\max} ұтымды жобалық сипаттамаларын X_1 , X_2 , X_3 ((1) формуланы қараңыз) анықтау бойынша материалдардың кедергісі мен оңтайлы басқару теориясының кешенді сызықтық іргелі-қолданбалы мәселесінің инновациялық шешімі алынды.

2) Ұсынылған механикалық-математикалық модель (1), (5), (18), (19), (25), (27), (29), (31), (32), (34) қарапайым функционалдық тәуелділіктерге, сандық мысалмен сыналған (4-сурет); констант K_σ , K_α , α , (20), (26) жуықталған формулалармен және міндетті болып табылатын (6) шекаралық теңсіздікке жеткізілді.

3) Алынған теңдеулер мен формулаларды қолдана отырып, берілген максималды q^* қысымына есептелген мембрананың ұтымды құрылымдық параметрлерін (соның ішінде P_{\max}) таңдаудың кері процедурасын жүзеге асыруға болады. Бұл міндет практикалық тұрғыдан өзекті болады.

4) Әзірленген алгоритм мен есептеу техникасын жүздеген атмосферадан бірнеше миллиметрге дейінгі су бағанының қысымын өлшеуге арналған жоғары дәлдіктегі манометрлерді оңтайлы жобалау кезінде тікелей қолдануға болады (1 мм вод. ст. = 10^{-4} кг/см² $\approx 10_{AT}^{-4}$ = 0,073566 мм. рт. ст. [15]).

Мүдделер қақтығысы. Авторлар мүдделер қақтығысының жоқтығын мәлімдейді.

Әдебиеттер тізімі

- Фролов К.В. (1984). Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с. // Frolov K.V. (1984). Metody sovershenstvovaniya mashin i sovremennyye problemy mashinovedeniya. – М.: Mashinostroenie, 1984. – 224 s.
- Абдеев Б.М. (2011). Вопросы и классические задачи оптимального проектирования в сопротивлении материалов: Учебное пособие для вузов / Под ред. д.т.н., проф. Ж.О. Кульсеитова. – Усть-Каменогорск: Изд-во ВКГТУ, 2011. – 206 с. // Abdeev B.M. (2011). Voprosy i klassicheskie zadachi optimal'nogo proektirovaniya v soprotivlenii materialov: Uchebnoe posobie dlya vuzov / Pod red. d.t.n., prof. ZH.O. Kul'seitova. – Ust'-Kamenogorsk: Izd-vo VKGTU, 2011. – 206 s.
- Гилл Ф., Муррей У., Райт М. (1985). Практическая оптимизация / Пер. с англ. В.Ю. Лебедева под ред. А.А. Петрова. – М.: Мир, 1985. – 509 с. // Gill F., Murrej U., Rajt M. (1985). Prakticheskaya optimizaciya / Per. s angl. V.YU. Lebedeva pod red. A.A.Petrova. – М.: Mir, 1985. – 509 s.
- Филатов Г.В. (2021). Оптимальное проектирование подкрепленных цилиндрических оболочек при совместном осевом сжатии и внутреннем давлении. ISSN 2709-2984. Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia, 2021. – Vol. 24. – No.2. // Filatov G.V. (2021). Optimal'noe proektirovanie podkreplennyh cilindricheskikh obolochek pri sovmestnom osevom szhatii i vnutrennem davlenii. ISSN 2709-2984. Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia, 2021. – Vol. 24. – No. 2.
- Алиев Дамад Ахмед Оглы (2021). Оптимальное проектирование слоистой пластинки, изгибающейся под действием кольцевой нагрузки. Физико-математические науки. ОФ «Международный научно-исследовательский центр «Endless Light in Science». 2021. – P. 513-517 // Aliev Damad Ahmed Ogly (2021).

- Optimal'noe proektirovanie sloistoj plastinki, izgibayushchejsya pod dejstviem kol'cevoj nagruzki. Fiziko-matematicheskie nauki. OF "Mezhdunarodnyj nauchno-issledovatel'skij centr "Endless Light in Science". 2021. – P. 513-517.
- Романова Т.П. (2016). Предельный анализ и оптимальное проектирование трехслойных армированных круглых пластин из разносопротивляющихся материалов при неравномерном нагружении / Вестник Сам. гос. техн. ун-та. Сер. физ.-мат. науки, 2016. – Т. 20. – № 3. – С. 508-523. doi: 10.14498/vagtu 1467 // Romanova T.P. (2016). Predel'nyj analiz i optimal'noe proektirovanie trekhslujnyh armirovannyh kruglyh plastin iz raznosoprotivlyayushchihsya materialov pri neravnomernom nagruzenii / Vestnik Sam. gos. tekhn. un-ta. Ser. fiz.-mat. nauki, 2016. – Т. 20. – № 3. – С. 508-523. doi: 10.14498/vagtu 1467.
- Коренева Е.Б., Гросман В.Р. (2015). Аналитическое решение задачи о неосесимметричной деформации круглой ортотропной пластины радиально-переменной толщины на точечных опорах // International Journal for Computational Civil and Structural Engineering. 2015. – № 11. с. 94-100 // Koreneva E.B., Grosman V.R. (2015). Analiticheskoe reshenie zadachi o neosesimmetrichnoj deformacii krugloj ortotropnoj plastiny radial'no-pereменной tolshchiny na tochechnyh oporah. // International Journal for Computational Civil and Structural Engineering. 2015. – № 11. – С. 94-100.
- Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. (1980). Расчет упругих элементов машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с. // Ponomarev S.D., Andreeva L.E. (1980). Raschet uprugih elementov mashin i priborov. – М.: Mashinostroenie, 1980. – 326 s.
- Khapin A.V., Abdeev B.M. and Makhiyev B.E. (2020). Optimal size of an axisymmetric perfectly flexible membrane with a rigid centre loaded with a concentrated static force. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 775 (2020)012138, Samara, SSTU.
- Вайнберг Д.В., Вайнберг Е.Д. (1970). Расчет пластин. – Киев: Будівельник, 1970. – 944 с. // Vajnberg D.V., Vajnberg E.D. (1970). Raschet plastin. – Kiev: Budivel'nik, 1970. – 944 s.
- Лесин В.В., Лисовец Ю.П. (1998). Основы методов оптимизации. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 344 с. // Lesin V.V., Lisovec YU.P. (1998). Osnovy metodov optimizacii. – М.: Izd-vo MAI, 1998. – 344 s.
- Анурьев В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1 – 8-е изд., перераб. и дополн., под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с. // Anur'ev V.N. Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya. Tom 1 – 8-e izd., pererab. i dopoln., pod red. I.N. Zhestkovoju. – М.: Mashinostroenie, 2001. – 920 s.
- Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. (1986). Сопротивление материалов: Учебное пособие. – М.: Наука, 1986. – 560 с. // Birger I.A., Mavlyutov R.R. (1986). Soprotivlenie materialov: Uchebnoe posobie. – М.: Nauka, 1986. – 560 s.
- Яворский Б.М., Детлаф А.А. (1979). Справочник по физике / Для инженеров и студентов вузов. – М.: Наука, 1979. – 944 с. // YAvorskij B.M., Detlaf A.A. (1979). Spravochnik po fizike / Dlya inzhenerov i studentov vuzov. – М.: Nauka, 1979. – 944 s.

Information about authors

Abdeev Boris – candidate of technical sciences, D. Serikbayev East Kazakhstan technical university, Ust-Kamenogorsk, Kazakhstan, E-mail: babdeyev@edu.ektu.kz, +7 705 522 37 92

Khapin Alexander – candidate of technical sciences, D. Serikbayev East Kazakhstan technical university, Ust-Kamenogorsk, Kazakhstan, E-mail: ahapin@edu.ektu.kz, +7 777 222 81 70

Makhiyev Bekbolat – candidate of technical sciences, D. Serikbayev East Kazakhstan technical university, Ust-Kamenogorsk, Kazakhstan, E-mail: bmahiev@edu.ektu.kz, +7 777 742 46 71

Aldungarova Alia – PhD, Associate Professor (Prof.) NPLC «Kokshetau University named after Sh. Ualikhanov» Kokshetau, Kazakhstan, E-mail: liya_1479@mail.ru, +7 701 570 43 81

Aitkazina Ayazhan – master of technical sciences, D. Serikbayev East Kazakhstan technical university, Ust-Kamenogorsk, Kazakhstan, E-mail: aaytkazina@edu.ektu.kz, +7 771 512 32 27
