

ВПЛИВ НОРМАЛЬНОГО ТИСКУ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН ГУМИ СТУПІНЧАСТОГО КАНАТА НА РОБОЧОМУ ОРГАНІ ПІДЙОМНОЇ МАШИНИ

Досліджено напружений стан гуми ступінчастого гумотросового каната у разі його застосування на підйомній машині з бобінним робочим органом та зі шківом тертя. Показано, що максимальні напруження в гумі залежать від конструкції каната та тиску, що виникає поміж шарами. Форма поперечного перерізу троса також впливає на напружений стан гуми.

Исследовано напруженное состояние резины ступенчатого резинотросового каната в случае его применения на подъемной машине с бобинным рабочим органом и со шкивом трения. Показано, что максимальные напряжения в резине зависят от конструкции каната и давления, возникающего между слоями. Форма поперечного сечения троса также влияет на напруженное состояние резины.

The stress-strain state of stepped rubber-rope cable in bobbin of winding and in pulley friction, are investigated. Shown that the maximum stress in the rubber depends on the design of the rope and the pressure appeared between the layers. Cable cross-sectional shape also affects to the stress-strain state of rubber.

Вступ. Будь який тяговий орган, навантажений силами розтягу та зігнутий на будь-якій іншій деталі, створює тиск на неї. В гумотросовому канаті тягове зусилля практично сприймається лише тросами. На виконавчий орган машини вони тиснуть через шар гуми або через декілька шарів каната. Це призводить до виникнення напружень в гумі. Ці питання розглянуті в роботі окремо для двох типів робочих органів підйомних машин.

Стан питання і постановка задач досліджень. Радіуси згину каната в кожному шарі можна вважати незмінними, а шари циліндричної форми. Враховуючи значне перевищення радіусу згину каната над його товщиною можна канат в шарах розглядати як плоский. Плоским можна вважати і деформації каната. З урахуванням того, що модулі пружності троса (приведений) та гуми мають значну (на декілька порядків) різницю, будемо троси в канаті вважати такими, що їх перерізи не деформуються. В машинах з бобінним робочим органом та в машині зі шківом тертя умови навантаження каната різні. Виконаємо дослідження з урахуванням особливостей підйомних машин.

Багатошарове намотування плоского каната на циліндричну оправку в підйомній машині з бобінним виконавчим органом має складну форму. Переріз намотаного каната площиною, що проходить через вісь обертання бобіни, показано на рис. 1. Наведений рисунок свідчить про те, що для окремих тросів та гумової обкладинки навколо нього можна виділити ряд схем навантаження. Найбільше тросів в оболонці належить шарам каната, що розташовані поміж іншими шарами або поміж робочим органом машини та наступним шаром каната. Верхній шар, зрозуміло, не сприймає зовнішнього тиску. Не сприймають зовнішнього тиску троси і об'єми гуми крайніх тросів в шарах, ближніх до тих, що утворені шарами каната з меншою кількістю тросів.

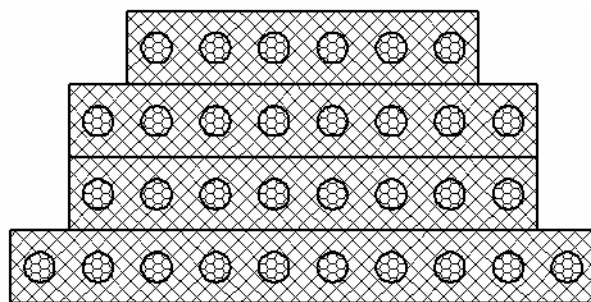


Рис. 1. Переріз каната змінного перерізу, намотаного в декілька шарів

Відповідно, серед тросів намотаного каната та гуми біля тросів можна виділити троси, переміщення яких обмежені з усіх боків та троси, деформації яких обмежені частково. Відповідно, розділимо троси на три типи за характером обмеження деформацій: 1) деформації обмежені з усіх боків, 2) деформації обмежені з трьох боків, 3) деформації обмежені з двох боків.

Усі перераховані випадки реалізують тиск шару на шар, що розташований під ним. Закон розподілу тиску поміж шарами досліджено в роботі [1]. Відповідно до визначених за характером навантаження груп, дослідимо напружено-деформований стан каната.

Основний зміст роботи. Найбільш характерним для першої групи будуть навантаження гуми в районі тросів, що розташовані в площині симетрії каната та в тросах, безмежно віддалених від країв каната в його незовнішньому шарі. Розглянемо такий випадок навантаження (рис. 2). На рисунку навантаження N_j та N_{j-1} відповідають тиску $j+1$ -го шару на j -й шар та j -го шару на $j-1$ -ий шар каната, що відбувається на одиничній довжині. Задачу визначення напружено-деформованого стану будемо розв'язувати у лінійній постановці. В цьому випадку прийнятний метод незалежності дій сил. Відповідно до цього методу можна схему навантаження, наведену на рис. 2, подати як суму двох напружено-деформованих станів (рис. 3).

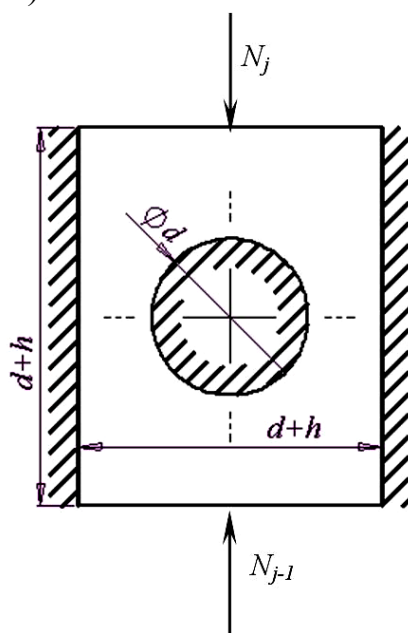


Рис. 2. Схема навантаження зразка відповідно першому типу

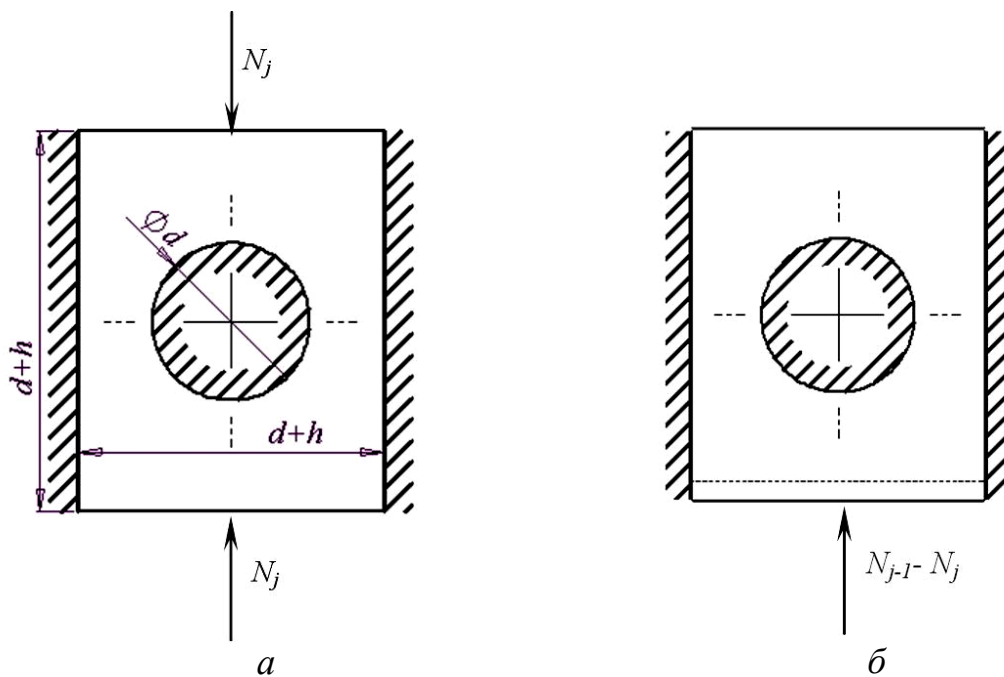


Рис. 3. Схеми заміщення навантажень

З наведеного рисунку видно, що схему навантаження по типу 1 можна замінити схемою рівного навантаження та доданою схемою навантаження другого типу. Дослідження останньої виконаємо далі.

Навантаження, що розглядаємо, при значній кількості шарів та у разі розташування тросів один над одним, призводять до того, що границі прикладення навантажень плоскі до деформацій залишатися плоскими і після них. Схема (рис 3, *a*) симетрична відносно горизонтальної та вертикальної осей. Замінімо її схемою навантаження (рис. 4).

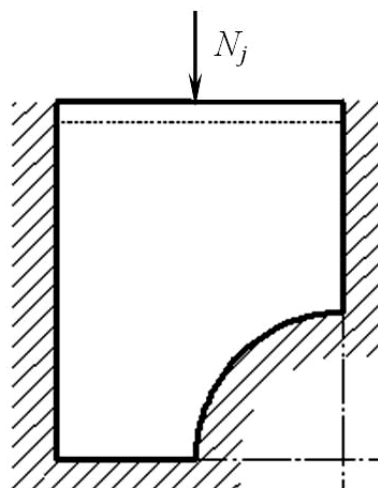


Рис. 4. Розрахункова схема

Величину N_j прийняли рівною 1 Н/м, $d = 8$ мм. Розрахунок напруженого стану виконали методом скінчених елементів. Аналіз результатів визначення напружень показав, що максимальні напруження мають місце в точках, що ме-

жують з контуром каната. Розподіл приведених за Мізесом напружень σ_0 у відносних координатах $x = 10\frac{h}{d}$ та $y = 10\frac{t}{d}$ наведено на графіку (рис. 5).

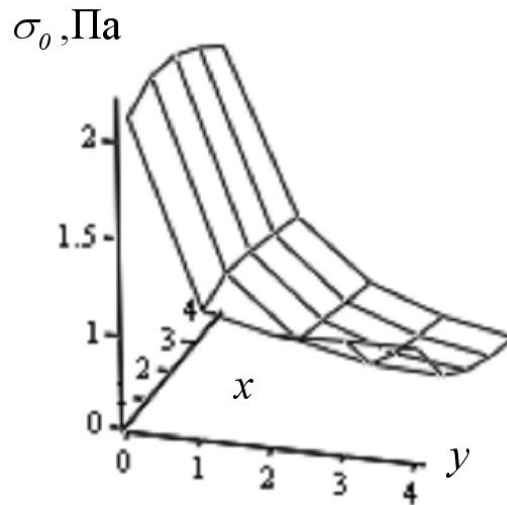


Рис. 5. Розподіл приведених напружень в гумовому міжтросовому прошарку для випадку прийняття троса з круговим перерізом

З рис. 5 видно, що крок розташування тросів в гумотросовому канаті, товщина каната впливають на його напружений стан. Більший вплив має товщина каната – її зростання зменшує максимальні напруження в гумі. Таким чином, можна зробити висновок про те, що схема розташування стренг впливає на значення напружень.

Троси каната мають більш складну форму перерізу, ніж коло. На рис. 6 наведена форма перерізу, що враховує наявність в конструкції каната окремих стренг. Напруження в гумі з урахуванням більш складної форми перерізу наведені на рис. 7.

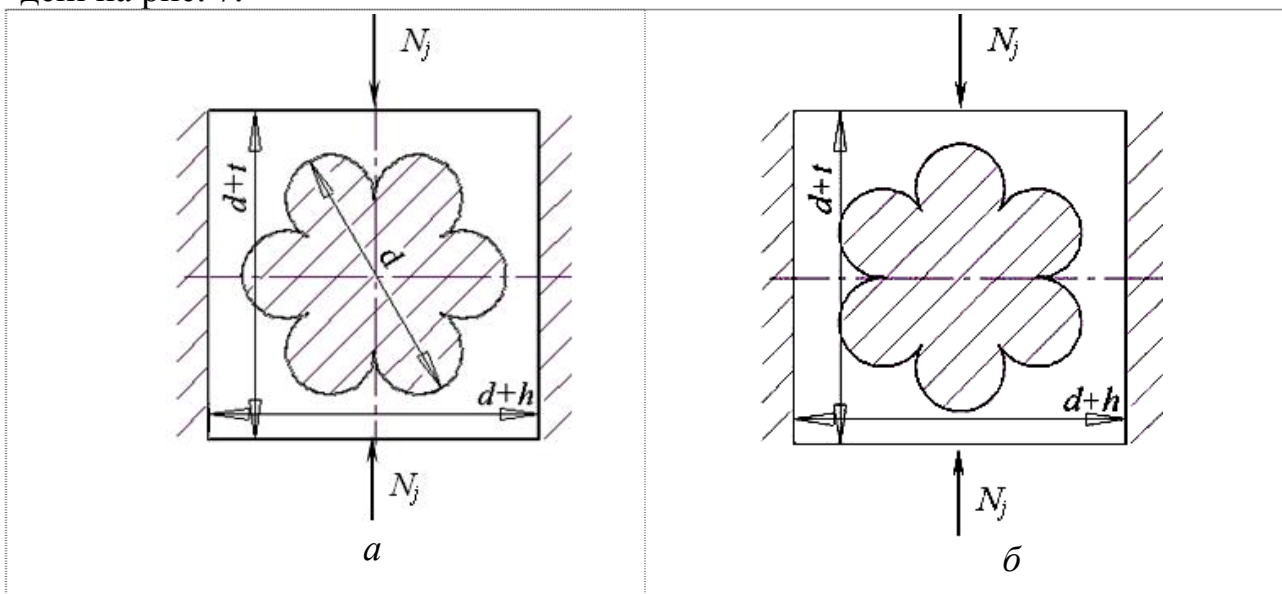


Рис. 6. Схема навантаження гумового прошарку у внутрішньому шарі каната при різних схемах розташування стренг

З наведених рисунків можна зробити висновок про те, що форма поперечного перерізу тросів каната та схема розташування його стренг впливають на значення напружень в гумовій оболонці. При цьому, коли x та y близькі до одиниці, максимальні напруження в гумі також близькі. Зростання значень x супроводжується більшим зростанням напружень у випадку розташування стренг за схемою (рис. 6, а). Збільшення значень y супроводжується більшим зростанням напружень у випадку розташування стренг за схемою (рис. 6, б). Різниця значень напружень, визначених для вказаних схем і віднесена до максимального, не перевищує 10%.

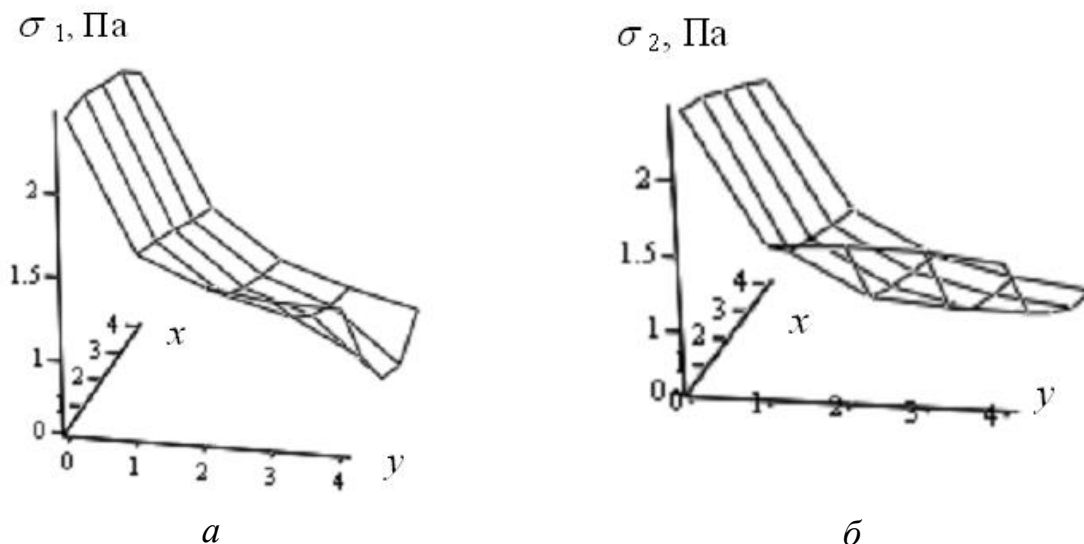


Рис. 7. Графіки залежності максимальних приведених напружень в гумовому прошарку при різних схемах розташування стренг у тросі

Стренги мають форму гвинтової поверхні. Форму перерізу тросів в канаті можна уявити як обертання перерізу складної форми (рис. 6) навколо поздовжньої осі троса. Напружений стан гуми можна вважати таким, що змінюється від розподілу (рис. 7, а) до (рис. 7, б). При розрахунках на міцність враховують максимальні напруження. Визначимо їх за залежністю

$$\sigma_3 = \begin{cases} \sigma_1 & \text{if } \sigma_1 > \sigma_2 \\ \sigma_2 & \text{if } \sigma_2 > \sigma_1 \end{cases} \quad (1)$$

Результати розрахунку наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Залежність напружень σ_3 у внутрішньому гумовому прошарку при його стисканні розподіленою силою одиничної інтенсивності, Па

Параметр каната		h/d				
		0,25	0,50	0,75	1,00	1,25
t/d	0,25	2,45	2,42	2,32	2,24	2,07
	0,50	1,65	1,53	1,48	1,38	1,29
	0,75	1,59	1,28	1,17	1,08	1,01
	1,00	1,58	1,8	1,03	0,93	0,88
	1,25	1,3	1,02	0,84	0,69	0,78

За даними табл. 1 побудовано графік функції, показаний на рис. 8.

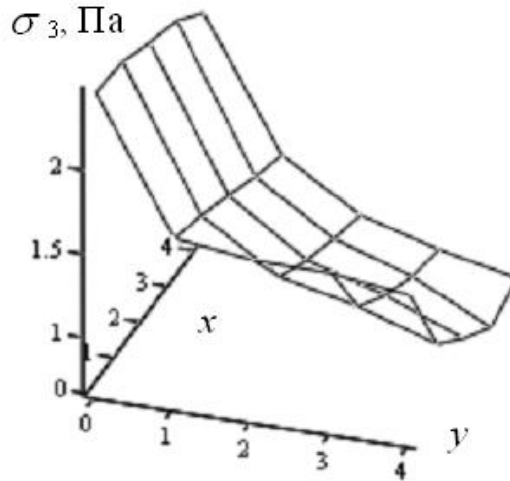


Рис. 8. Графік залежності максимальних приведених напружень в гумовому прошарку для випадку прийняття троса з урахуванням конструкції каната

Максимальні напруження визначені функцією σ_3 значно (до 30%) перевищують напруження, визначені без урахування наявності стренг в тросі (σ_0). Збільшення діаметра троса гумотросового каната призводить до практично пропорційного зменшення напружень і навпаки. Так, десятикратне збільшення діаметра троса (до 80 мм) призводить до зменшення напружень в 9,532 рази, а таке зменшення діаметра призводить до збільшення напружень в 9,93 рази.

Найбільш характерним для першої (визначеної вище) групи навантажень будуть навантаження гуми в районі тросів, що розташовані в площині симетрії каната, та в тросах, безмежно віддалених від країв каната в зовнішньому шарі при багатощаровому намотуванні каната та на шківі тертя підйомної машини з таким робочим органом. Розглянемо такий випадок навантаження (рис. 9).

Для вищеописаних умов, врахувавши симетричність конструкції та навантаження відносно вертикальної осі визначили напруження в гумовому прошарку (табл. 2).

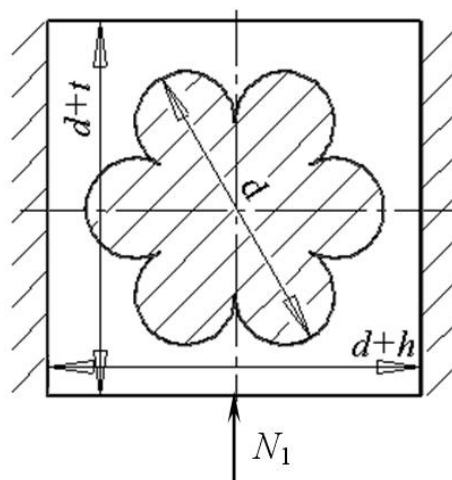


Рис. 9. Схема навантаження гумового прошарку в зовнішньому шарі каната

Таблиця 2 – Залежність напружень σ_4 у зовнішньому гумовому прошарку при його навантаженні розподіленою силою одиничної інтенсивності, Па

Параметр каната		h/d				
		0,25	0,50	0,75	1,00	1,25
t/d	0,25	5,69	6,21	7,57	9,38	8,83
	0,50	6,73	7,47	7,38	8,19	9,07
	0,75	6,99	8,20	8,12	8,38	7,69
	1,00	6,85	8,30	8,82	9,07	8,35
	1,25	7,02	8,37	8,37	9,06	9,13

За значеннями табл. 2 побудовано графік, наведений на рис. 10.

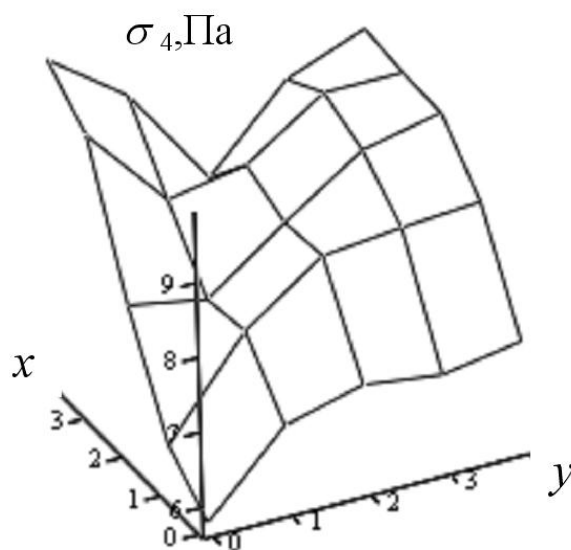


Рис. 10. Графік залежності максимальних приведених напружень у верхньому гумовому прошарку безмежно широкого каната

Як і для випадку з незовнішнім тросом, співвідношення геометричних параметрів $\frac{h}{d}$ та $\frac{t}{d}$ впливають на розподіл приведених за Мізесом напружень σ у

відносних координатах $x = 10\frac{h}{d}$ та $y = 10\frac{t}{d}$, але напруження зі зростанням t та

h зростають, та перевищують напруження для схем навантаження внутрішніх шарів. Під час намотування та змотування каната кожен виток каната буває верхнім, відповідно навантаженим за схемою, наведеною на рис. 9. Ще однією особливістю розподілу напружень є наявність мінімуму функції. Виконані дослідження показують, що мінімум в наведеному розподілі реалізується за умови

$\frac{t}{h} \approx \cos(45^\circ)$. Зумовлено останнє тим, що при співвідношеннях $\frac{t}{h} < \cos(45^\circ)$

максимальні напруження виникають по поверхні контакту гуми з нижньою стренгою. В протилежних випадках – на поверхні бічних стренг.

Отримані функції $\sigma_3(h, t)$ та $\sigma_4(h, t)$ дозволяють визначати напруження в шарах каната на бобіні при відомих значеннях міжшарового тиску N , параме-

трів каната: діаметра тросів d , кроку їх розташування h та товщини каната t , кількості тросів в канаті M

$$\sigma_{\text{об}} = \frac{\delta}{M d} \left[N_j \sigma_3(h, t) + (N_j - N_{j-1}) \sigma_4(h, t) \right]. \quad (2)$$

Останній випадок – це випадок, коли деформації гумового прошарку каната обмежені лише з двох боків. В таких умовах працюють крайні троси верхнього шару при багат шаровому намотуванні каната. Розглянемо розподіл напружень в канаті з одним тросом. В цьому випадку деформації гуми обмежені лише з боку намотаних шарів (у випадку бобінного намотування каната) або шківів підйомної машини. При такій схемі навантаження деформації гумового прошарку будуть більшими, ніж в гумі біля крайнього троса при більшій кількості тросів в канаті. Тобто отримані напруження будуть дещо більшими ніж для канатів з більшою, ніж один, кількістю тросів. Результати розрахунків максимальних приведених напружень для вказаного випадку наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Залежність максимальних напружень σ_5 біля крайнього тросу зовнішнього гумового прошарку при його навантаженні розподіленою силою одиничної інтенсивності, Па

Параметр каната		h/d				
		0,25	0,50	0,75	1,00	1,25
t/d	0,25	12,7	11,8	11,3	11,0	10,8
	0,50	16,1	13,5	13,5	12,8	12,3
	0,75	18,4	14,5	14,7	13,9	13,3
	1,00	21,7	15,3	15,3	14,5	13,8
	1,25	24,2	17,0	17,0	15,0	14,1

За значеннями табл. 3 побудовано графік (рис. 11).

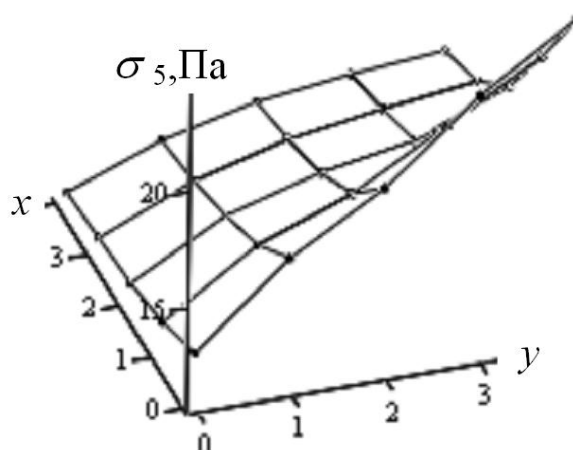


Рис. 11. Графік залежності максимальних приведених напружень в гумовій оболонці гумотросового каната, виготовленого з одного троса на шківі тертя або у верхньому шарі каната, намотаного в декілька шарів

З наведеного графіка можна зробити висновок, що зростання кроку укладення тросів (зростання безрозмірного параметру x) та товщини каната – пара-

метру u , приводить до зростання напружень в гумі. Зміна останнього параметра більше впливає на зміну величини максимального напруження.

Під час намотування кожен шар буває зовнішнім – першим. Напруження в гумі біля крайніх тросів треба визначати за залежністю

$$\sigma_{\text{крайн}} = \frac{8}{M d} N_1 \sigma_5 (h, t). \quad (3)$$

Узагальнюючи розглянуті випадки треба відзначити, що при рівних навантаженнях на осі, максимальні напруження в гумовій оболонці гумотросового каната зростають зі зростанням кількості необмежених напрямків деформування. Найменші напруження виникають в гумі біля некрайніх тросів у внутрішніх шарах при багатошаровому намотуванні каната. Найбільші – у канаті з одного троса у верхньому шарі при бобінному намотуванні та на шківі тертя. Напруження при останній схемі навантаження перевищують напруження при попередній схемі на порядок. Умови роботи гуми в гумотросовій стрічці конвеєра відповідають умовам роботи каната на шківі тертя в підйомній машині відповідної конструкції. Встановлене значне перевищення напружень в гумі біля крайніх тросів над відповідними напруженнями в районі некрайніх тросів можна вважати однією з причин прискореного руйнування гуми біля крайніх тросів в конвеєрних стрічках.

Висновки. При багатошаровому намотуванні каната, тиск одного шару на інший призводить до появи напружень в гумовій оболонці каната. Максимальні напруження мають місце в точках, що межують з контуром каната. Крок розташування тросів в гумотросовому канаті, товщина каната впливають на його напружений стан. Більший вплив має товщина каната – її зростання зменшує максимальні напруження в гумі. Можна зробити висновок про те, що схема розташування стренг впливає на значення напружень. Максимальні напруження в гумі, визначені з урахуванням особливості конструкції тросів каната значно (до 30%) перевищують напруження, визначені для каната з умовно круглим перерізом, діаметр якого дорівнює максимальному розміру перерізу каната. Збільшення діаметра троса гумотросового каната призводить до практично пропорційного зменшення напружень і навпаки.

В зовнішньому шарі напруження зі зростанням товщини каната та кроку розташування тросів зростають та перевищують напруження для схем навантаження внутрішніх шарів. Розподіл напружень має мінімум, коли співвідношення $\frac{t}{h} \approx \cos(45^\circ)$, який зумовлений зміною стренг, по поверхні яких виникають максимальні напруження.

Список літератури

1. Заболотный К.С., Панченко Е.В. Исследование величины радиальной нагрузки в бобинной намотке // Сб. науч. тр. НГУ. – 2006. – №26. – Т.1. – С. 106-111.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Блохіним С.Є.
Надійшла до редакції 26.04.11*