

АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ І РОЗРАХУНОК ВАЛУ СЕПАРАТОРА КБС 1240 НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ

Савченко В.Б. Полтавченко О.В. Попко К.Г.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

При збиранні зернових культур комбайном, одержуваний продукт є сумішшю зерна і різного роду домішок. Для забезпечення якісного і тривалого зберігання зерна, здійснюється його очищення за допомогою зернових сепараторів. Порушення технології очищення зернової суміші, яке відбувається внаслідок виходу з ладу зернових сепараторів, значною мірою впливає на якість і терміни збереження зернового матеріалу. Тому питання забезпечення надійної роботи зернових сепараторів, є актуальною проблемою.

Аналіз конструкції сепаратора показує, що вал барабана зазнає складного згинаючого навантаження, яке складається з рівномірно розподіленого по всій доважені навантаження від власної ваги валу, а також зосереджених зусиль від ваги барабану і оброблюваної зернової суміші. Вага барабану і зернової суміші передається на вал через стійки кріплення в п'яти точках як зосереджені зусилля. Крім того, вал навантажений також крутним моментом, який створюється механізмом приводу. Така схема навантаження принципово відрізняється від схеми, яка наведена на кресленнях барабану, а розрахунки вала, виконані за такою розрахунковою схемою з використанням спеціально розробленої програми, показують, що статична міцність вала забезпечується з прийнятним ($n = 2,43$) коефіцієнтом запасу.

Однак, в процесі роботи вал барабану зазнає циркулюючого навантаження. Розраховані значення напружень при статичному навантаженні в цьому випадку можуть бути використані як амплітудні значення напружень циклічного навантаження по симетричному циклу. У відповідності до заявленого виробником режиму експлуатації сепаратора, кількість циклів навантаження може істотно перевищувати базову кількість циклів. Урахування наявних конструктивно-технологічних факторів, може істотно зменшити розрахункову втомну міцність вала, що розглядається. Тому, для з'ясування причин руйнування валів в експлуатації і розробки рекомендацій по забезпеченню втомної міцності, необхідно більш детально розглянути особливості їхньої роботи при змінних навантаженнях.

Ключові слова: *зернові сепаратори; розрахункова схема; статична міцність, напруження; циклічні навантаження; коефіцієнт запасу.*

При збиранні зернових культур комбайном, одержуваний продукт є неочищеним ворохом (суміш зерна з різного роду домішками). Для того, щоб забезпечити якісне і тривале зберігання зерна без втрат, в господарствах або на елеваторі його необхідно піддати очищенню і сушці. Частіше всього очищення зерна, з розділенням вороху на фракції, здійснюється за допомогою зернових сепараторів. Розрізняючись між собою по продуктивності і принципу дії, на різних етапах можуть використовуватися машини різних типів.

Актуальність проблеми

Застосування калібрувально-очисних машин дозволяє швидко і якісно очищати зерно від інертних предметів (пил, каміння, фрагменти землі, соломки, листя, рослинних залишків), насіння бур'янів і насіння інших культур, пошкоджених або хворих зерен. Конкретна модель сепаратора підбирається в залежності від вимог до продуктивності, до типу сепарації та калібрування.

В той самий час, порушення технології очищення зернової суміші від домішок, яке відбувається внаслідок виходу з ладу зернового сепаратора, значною мірою впливає на якість і терміни збереження зернового матеріалу. Тому питання забезпечення надійної роботи зернових сепараторів, безумовно, є актуальною проблемою.

Аналіз конструкції і умов її експлуатації

До числа таких машин, що використовуються на зернопереробних підприємствах, можна віднести барабанний сепаратор КБС 1270.4, який випускається ПАТ Карлівський машинобудівний завод (рис. 1). Основним робочим органом цього сепаратора є барабан зі змінними решетами. В залежності від різновиду культури, що очищується, можуть бути встановлені відповідні комплекти решіт та підібрана відповідна швидкість обертання барабану [1].

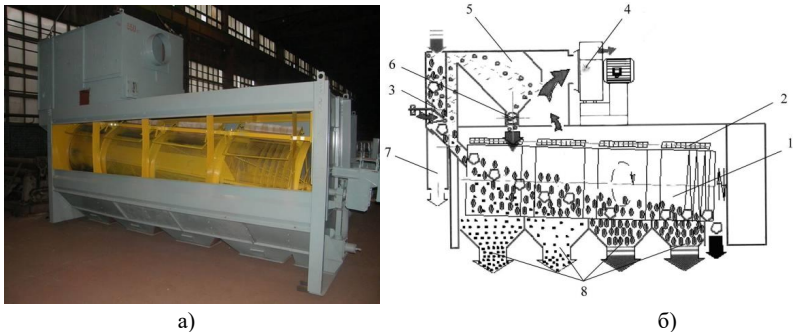


Рис.1. Загальний вигляд (а) сепаратора КБС 1270.4.00 і схема його роботи (б):

1 - барабан; 2 - очищувач решіт; 3 - пневмосепаруючий канал; 4 - вентилятор; 5 - пилоосадова камера; 6 - розвантажувальний пристрій легких домішок; 7 - відвідний патрубок; 8 - приймач продуктового розподілу

Конструктивно, барабан сепаратора встановлено на валу, який підвішений на двох підшипникових опорах. Одна з них (нерухома), має можливість провертатися відносно горизонту на кут $1,5...5^\circ$. Інша (рухома), має можливість рухатися по осі барабану. Зміна кута нахилу вісі обертання барабану відбувається за допомогою домкрату, який підіймає рухому опору. Барабан приводиться в обертання за допомогою електричного приводу. Продукт для очищення подається до барабану зі сторони підшипникового вузла, та, під час обертання барабану навколо вісі, просипається через решета.

За даними виробника, слід використовувати такі експлуатаційні характеристики сепаратора:

- розрахункова продуктивність – 175 т/год;
- насипна щільність матеріалу (пшениця) – 0,75 т/м³;
- маса зернової суміші в барабані – 1000 кг \approx 10 кН
- частота обертання валу – 25 об/хв;
- режим навантаження – 11 місяців на рік 24 години на добу;
- прогнозований термін експлуатації – 8 років.

В процесі експлуатації сепаратора трапляються випадки руйнування вала барабану (рис. 2). В зв'язку з цим виникає необхідність виконання розрахунку внутрішніх зусиль, які діють в поперечних перерізах валу і визначають його статичну і втомну міцність. Саме в цьому і полягає **мета дослідження**, яке пропонується.



Рис. 2. Руйнування вала барабану

Виклад основного матеріалу

Для виконання розрахунку вала на міцність необхідно побудувати розрахункову схему його навантаження. Для цього потрібен всебічний аналіз умов навантаження і роботи вузла «барабан сепаратора – вал». Умови навантаження також пов'язані з конструкцією і режимом роботи машини в цілому.

Розглянемо креслення барабану сепаратора в зборі (рис. 3,а). Для побудови розрахункової схеми необхідно прийняти деякі припущення, які не повинні істотно вплинути на результати розрахунків, але дають можливість формалізувати підходи до урахування реальних навантажень і особливостей конструкції.

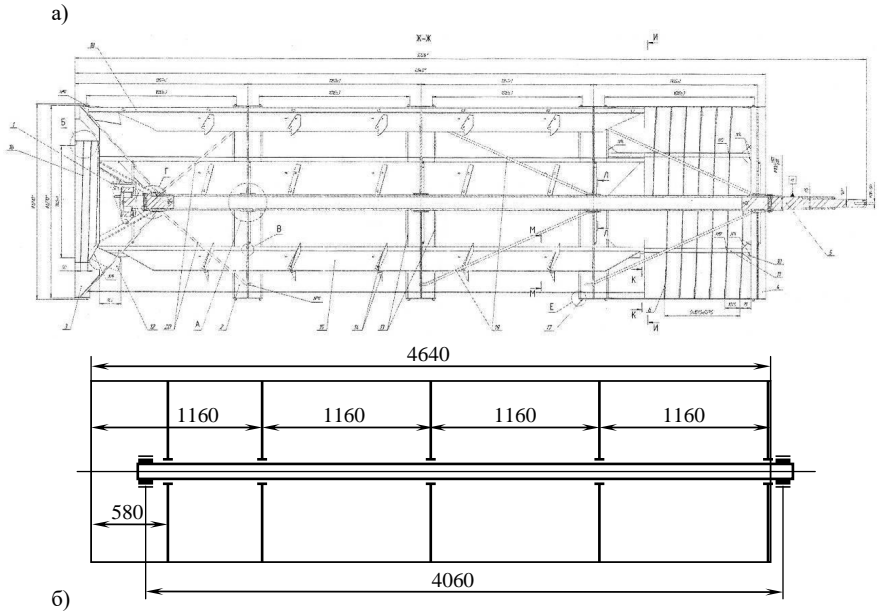


Рис.3. Креслення (а) і схема кріплення (б) барабана на валу

1. Барабан власною вагою і вагою оброблюваної зернової суміші (ЗС) тисне на вал в точках кріплення (5 стійок), дві з яких знаходяться в безпосередній близькості від опор валу (див. рис. 3,б).

2. Маса ЗС складає 1000 кг \approx 10 кН і розподіляється в барабані так, що інтенсивність навантаження на вході є максимальною. В процесі очищення, при просуванні зернової суміші по довжині барабану, інтенсивність навантаження поступово зменшується за рахунок просіювання. Вважатимемо, що маса зернової суміші зменшується до 0 на виході з барабану (рис. 4).

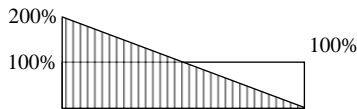


Рис. 4. Розподілення зернової суміші по довжині барабану

При довжині барабану $L = 4,64$ м, середнє розподілене навантаження (100% на рис. 4) становитиме $q_{cp} = 2,1552$ кН/м. Враховуючи зазначену нерівномірність розподілу навантаження, максимальна його величина становитиме $q_{max} = 2 \cdot q_{cp} = 4,31$ кН/м. Якщо аналогічним чином розподілити вагу зернової суміші по п'яти стійках, то значення відповідних зосереджених зусиль в них дорівнюватимуть від $F_1 = 4,31$ кН до $F_5 = 0$.

3. Приймаємо, що вага барабана рівномірно розподілена по його довжині. Інтенсивність навантаження складає $q_6 = 150$ кг/м \approx 1,5 кН/м. При цьому загальна вага барабана становитиме $Q_6 = L \cdot q_6 = 4,64 \cdot 1,5 = 6,96$ кН. Це навантаження також рівномірно розподіляється по п'яти стійках і додається до вище визначених зусиль від ЗС. Таким чином,

в точках кріплення барабана, на вал будуть діяти зосереджені сили, величина яких становитиме: $F_1 = 5,392$ кН; $F_2 = 4,392$ кН; $F_3 = 2,392$ кН; $F_4 = 1,392$ кН; $F_5 = 1,392$ кН.

4. Власна вага вала рівномірно розподілена по його довжині і залежить від площі його поперечного перерізу. В вихідному варіанті ($D=102$ мм; $\Delta=12$ мм; $L_v=4,06$ м) вона становитиме $q_g=0,266$ кН/м, а вал в цілому важить 1,081 кН.

5. Конструктивно довжина вала менша за довжину барабана, крайня ліва стійка кріплення барабана на валу дещо зміщена, а відстань між нею і наступною стійкою вдвічі менша, ніж між іншими стійками конструкції. Оскільки жорсткість конструкції барабану невідома, будемо вважати, що вага відповідної секції барабану прикладена до лівої стійки, незалежно від її положення.

6. Крутний момент від приводу вала, прикладений на його правому кінці і розрахований на підставі даних про номінальну потужність і частоту обертання вала, становить $M_{кр} = 9,55 \cdot \frac{P_{ое}}{n_o} = 9,55 \cdot \frac{5,8}{25} = 2,2156$ кНм. Оскільки жорсткість барабану на кручення (як і розподіл моменту опору обертанню барабану) невідома, вважатимемо, що вал по всій довжині навантажений максимальним крутним моментом. Цей підхід відповідає критичному режиму навантаження вала на кручення.

В результаті зазначеного вище, отримаємо розрахункову схему, яка показана на рис. 5.

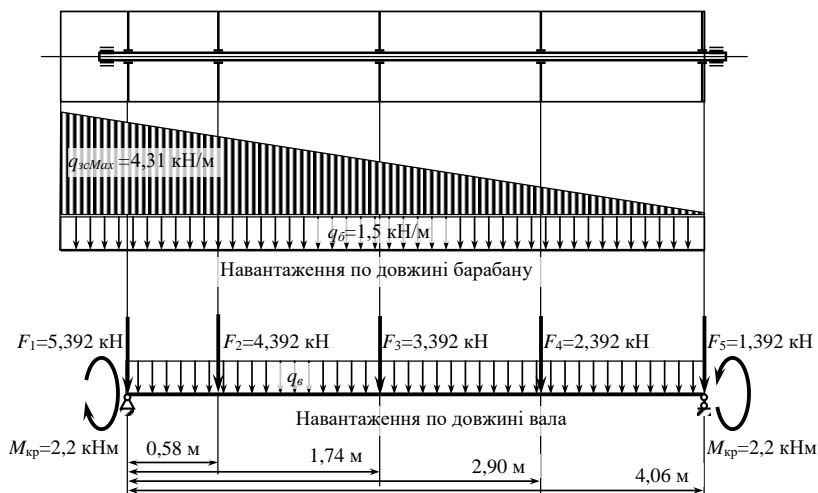


Рис. 5. Формування розрахункової схеми навантаження вала сепаратора

Для розрахунку вала на згин з крученням було розроблено програму в математичній таблиці MS Excel з використанням макросів Visual Basic. Алгоритм розрахунку умовно можна поділити на декілька етапів.

На першому етапі, на листі математичної таблиці, виконуються необхідні попередні розрахунки, які пов'язані з побудовою розрахункової схеми (визначення величини і розподілу навантажень, параметрів перерізу вала, та ін.).

На другому етапі виконується розрахунок вала на згин при статичному навантаженні. Методика визначення реакцій в опорах і побудова епюр поперечних сил Q_y та згинаючих

моментів M_x , є класичною. Її докладний опис можна знайти в будь-якому підручнику з опору матеріалів, наприклад [2]

На третьому етапі виконується розрахунок величини прогинів вала по його довжині. Для цього використовується метод чисельного інтегрування епюри згинаючого моменту [3]. В загальному випадку, формула для розрахунку має вигляд

$$y = \iint \frac{M_x(x)}{EI_x} dx + C_1 x + C_2,$$

де C_1 і C_2 - постійні інтегрування, які визначаються чисельно.

Слід зазначити, що другий і третій етапи виконуються за допомогою макросів Visual Basic.

На заключному етапі розраховується величина максимальних нормальних напружень згину (σ) і дотичних напружень кручення (τ) в тих перерізах вала, в яких на ньому закріплено барабан. Для урахування одночасного впливу згину і кручення використовувалась третя теорія міцності, у відповідності до якої еквівалентні напруження вираховуються за формулою

$$\sigma_{ек} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Розрахунки останнього етапу виконуються на тому ж листі таблиці Excel, що і розрахунки першого етапу. Результати розрахунків показані на рис. 6 і рис. 7.

Розрахунок вала КБС 1270 - Трикутний розподіл ЗС

Вихідні дані:

4.64 - Довжина барабана L_0 (м)	5000 - N ділянок на валу
1.5 - Інтенсивність НавБарабана q_0 (кН/м)	6.96 - Вага барабана Q_0 (кН)

4.06 - Довжина вала (м)	D = 102 - 0.102 м	d = 0.078 м - Внутрішній діаметр вала
delta = 12 - 0.012 м	alpha = 0.7647 - Коефіцієнт d/D	
0.003393 - Площа ПерерВала Ав (м ²)		1.081358 - Вага Вала* (кН)
0.268344 - Інтенсивність ВагиВала (кН/м)		6.86E-05 - Іх Вала (м ²)
212000 - Е Модуль Юнга (Мпа)		3.5E-08 - Іх Вала (м ²)
10 - Маса ЗерноСуміші Q (кН)		0.000137 - Ір Вала (м ²)

Розрахунок розподілу сил

Параметри ЗерноСуміші	P, кВт	n, мин ⁻¹	Мвр, кНм
L, м	Q, кН	q, ср	N, сил
4.64	10	2.1552	5
			N_участк
			4

Розподіл ваги ЗерноСуміші в барабані	8,041 кН - Вага Вал+Барабан+Решета	
q_min	q_max	Дельта
0.0000	4.3103	1.0776
i	q_i	Fi
1	4.3103	4.00
2	3.2328	3.00
3	2.1552	2.00
4	1.0776	1.00
5	0.0000	0.00
Σ q = 10 - Мас дорівнюєваги Q		

Підсумки

Розподіл ваги Барабана	Спора	Зусилля	Кут, град
l _с	Q _с (кН/м)	Q _с (кН)	НаСтійку
4.64	1.5	6.96	1.392
			Ліва А
			12.3190 -0.6509
			Права В
			5.7224 0.6177

Зусилля на стійках			Згин		Кручення		Еквівал
N стійки	Z	F стійки	Мк, кНм	σ, МПа	Мвр, кНм	τ, МПа	σ _{ек} , МПа
1	0	5.392	0.01	0.082	2.22	16.159	32.319
2	0.58	4.392	3.98	58.008	2.22	16.159	66.403
3	1.74	3.392	6.56	95.657	2.22	16.159	100.969
4	2.9	2.392	4.85	70.694	2.22	16.159	77.731
5	4.06	1.392	0.00	0.014	2.22	16.159	32.318

Шаг чисельного інтегрування = 0.000812 м

Результати розрахунку напружень Для розрахунку - натисніть Ctrl+M (EngL)

Максимальні напруження згину $\sigma_{max} = 95.657$ Мпа

Максимальні напруження кручення $\tau_{max} = 16.159$ Мпа

Максимальні еквівалентні напруження $\sigma_{ek} = 100.969$ Мпа

Рис.6. Результати розрахунку вала на статичну міцність при $D=102$ мм, $\Delta=12$ мм

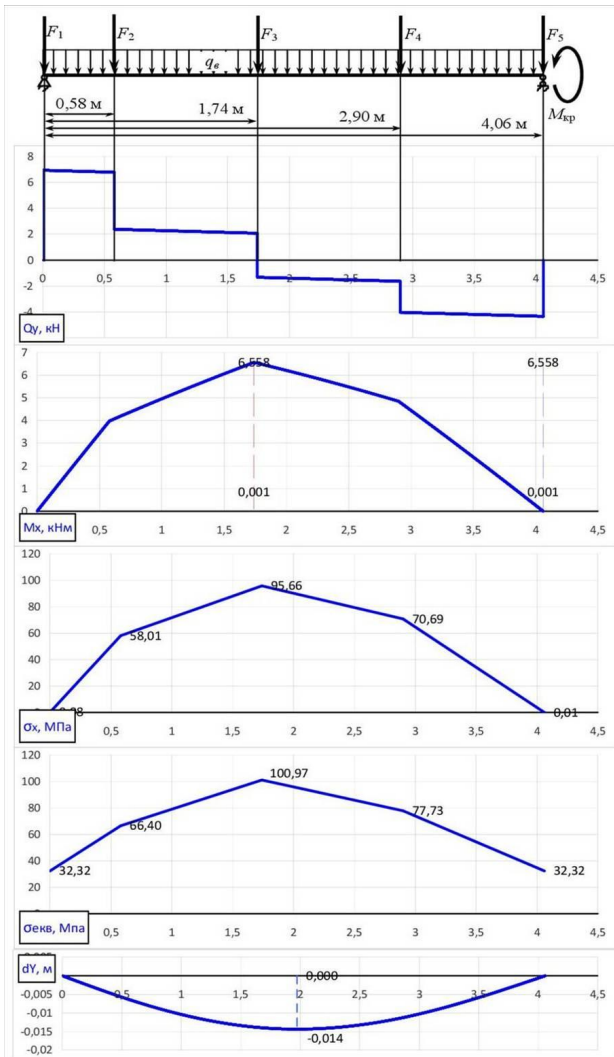


Рис.7. Епюри внутрішніх зусиль і прогину вала при $D=102$ мм, $\Delta=12$ мм

Аналізуючи результати розрахунків, можна зазначити, що найнебезпечнішим перерізом є точка вала, розташована під середньою (третьою) стійкою барабана. В цій точці еквівалентні напруження сягають значення $\sigma_{ек.маx} = 101$ МПа. Враховуючи, що вал виготовлено з труби, матеріалом якої є сталь 20, яка має значення межі плинності $\sigma_T = 245$ МПа, можемо розрахувати коефіцієнт запасу:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_{ек.маx}} = \frac{245}{101} = 2,43.$$

Таке значення коефіцієнта запасу є достатнім, тому можна стверджувати, що вал в статичному режимі витримає робочі навантаження.

Враховуючи той факт, що в процесі роботи вал сепаратора зазнає циклічних навантажень (симетричний цикл з коефіцієнтом асиметрії $R = -1$, $\sigma_m = 0$ і $\sigma_a = 101$ МПа), крім розрахунку на статичну міцність, необхідно було б виконати також розрахунок на втомну витривалість. За даними виробника орієнтовно можна визначити кількість циклів навантаження. Так, при планованій експлуатації сепаратора протягом восьми років, 11 місяців на рік, 24 години на добу, при частоті обертання барабану 25 хв^{-1} , отримаємо значення $N = 9,65 \cdot 10^7 \approx 10^8$ циклів. Це означає, що діюча амплітуда (з урахуванням конструктивно-технологічних факторів) повинна мати певний запас відносно меж витривалості, яка для сталі 20 складає $\sigma_{-1} \approx 190$ МПа. На користь необхідності такого розрахунку свідчить також характер руйнування (див рис. 2), яке відбувається по зварному шву на поверхні валу. Адже відомо, що виконання кільцевого шва знижує втомну міцність більше ніж в 2 рази [4].

Висновки

1. Аналіз конструкції сепаратора показує, що вал барабана зазнає складного згинаючого навантаження, яке складається з рівномірно розподіленого по всій довжині навантаження від власної ваги валу, а також зосереджених зусиль від ваги барабану і оброблюваної зернової суміші, які передаються на вал через стійки кріплення в п'яти точках. Крім того, вал закручений крутним моментом, який створюється механізмом приводу. Така схема навантаження принципово відрізняється від тієї схеми, яка наведена на кресленнях барабану.

2. Розрахунки вала, які було виконано за допомогою спеціально розробленої програми, показують, що статична міцність вала забезпечується з коефіцієнтом запасу $n = 2,43$, що можна вважати достатнім.

3. Враховуючи, що вал барабану в процесі роботи зазнає циркулюючого навантаження, при якому амплітуда напружень дорівнює величині напружень статичного навантаження, а у відповідності до заявленого виробником режиму експлуатації сепаратора, кількість циклів навантаження може істотно перевищувати базову кількість циклів, необхідне виконання розрахунків валу на міцність при змінних навантаженнях.

Список використаних джерел

1. Сепаратори для зерна КБС - ресурс <https://kmzindustries.ua/ua/product/separatoryi>
2. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: Підруч. Г.С.Писаренко, О.Л.Квітка, Е.С.Уманський: - За ред. Г.С.Писаренко – К. Вища школа. 1993. 655с.
3. Метод безпосереднього інтегрування - Ресурс <https://zdamsam.ru/a70234.html>
4. Влияние сварных швов на циклическую прочность / Энциклопедия по машиностроению XXL, с.159-160 – ресурс <https://mash-xxl.info/page/242033224128227035221169047119165210075080236051/>

Abstract

ANALYSIS OF TERMS OF WORK AND COMPUTATION OF KBS 1240 SEPARATOR'S BILLOW ON STATIC DURABILITY

V.Savchenko, O.Poltavchenko, C.Popco

At collection of corn cultures by a combine, the got product is the mixture of corn and different sort of admixtures. For providing of the high-quality and protracted saving of corn, his cleaning by means corn separators is carried out. Violation of technology of cleaning of corn mixture, which takes place as a result of death corn separators, to a great extent affects quality terms of saving of corn material. Therefore question of providing of reliable work of corn separators, is the issue of the day.

The cases of destruction to the billow drum happen in the process of exploitation of separator. In this communication there is the necessity of implementation of computation of internal efforts which operate in the transversal cuts of billow and determine his static and tireless durability. Exactly herein and the purpose of research which is offered consists.

The analysis of construction of separator shows that the billow of drum tests the difficult bending loading which consists of evenly distributed on all the made loading up the weight from own weight of billow, and also the concentrated efforts from weight to the drum and the processed corn mixture. Weight to the drum and corn mixture is passed on a billow through the bars of fastening in five points how the concentrated efforts are. In addition, a billow is loaded also with a rotation moment which is created by the mechanism of occasion. Such chart of loading of principle differs from a chart which is resulted on the drafts to the drum, and the computations of billow, executed after a such computation chart with the use of the specially developed program, show that static durability of billow is provided with the acceptable ($n = 2,43$) coefficient of supply.

However, in the process of work a billow to the drum tests the circulatory loading. The calculated values of tensions at the static loading in this case can be used as peak values of tensions of the cyclic loading on a symmetric cycle. In accordance with the declared by a producer mode of exploitation of separator, the quantity of cycles of loading can substantially exceed the base quantity of cycles. Consideration of present structural-technological factors, can substantially decrease computation tireless durability of billow, that is considered. Therefore, for finding of reasons of destruction of billows out in exploitations and developments of recommendations on providing of tireless durability, it is necessary more in detail to consider the features of their work at the variable loading.

Keywords: *grain separators; design scheme; static strength, tension; cyclic forces; stock factor.*