**Козар Леонід Михайлович. Вплив динамічних і статичних навантажень розрізного барабана підйомника на стабільність його роботи при переході каната через розріз: дис... канд. техн. наук: 05.05.05 / Українська інженерно-педагогічна академія. - Х., 2004**

|  |  |
| --- | --- |
|

|  |
| --- |
| *Козар Л.М. Вплив динамічних і статичних навантажень розрізного барабана підйомника на стабільність його роботи при переході каната через розріз. –*Рукопис.Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 – піднімально-транспортні машини. – Українська інженерно-педагогічна академія, Харків, 2004.Дисертація присвячена питанням забезпечення безаварійної роботи підйомника з розрізним барабаном шляхом мінімізації зміни зазору між частинами барабана.У роботі розроблені математичні моделі елементів підйомника: механічної частини у вигляді динамічної багатомасової системи, системи “барабан-вал” та оболонки барабана. На цих моделях досліджено зміну зазору між частинами барабана від вигину вала та деформації оболонки барабана. За результатами досліджень визначено раціональні параметри барабана. Адекватність теоретичних рішень підтверджена експериментами на натурній машині та фізичних моделях переставної частини барабана.Основні результати роботи знайшли практичне застосування на АТ “Ново-Краматорський машинобудівний завод". |

 |
|

|  |
| --- |
| У дисертації наведене теоретичне узагальнення і нове розв‘язання наукового завдання, що виявляється у визначенні раціональних параметрів розрізного барабана підйомника з урахуванням динаміки перехідних процесів у вало-канатопроводі, з метою забезпечення такої допустимої величини зміни зазору між частинами барабана у процесі роботи, яка виключає можливість аварії з причини затиснення каната у щілині при його переході через розріз. Підсумовуючи результати досліджень, можна зробити наступні висновки і запропонувати такі рекомендації:1. Зазор між частинами барабана, який за технічними вимогами у ненавантаженому стані повинен знаходитись у межах 3…5 мм, може збільшуватися у 6...7 разів у результаті вигину корінного вала і деформації оболонки барабана під впливом динамічних, стаціонарних і статичних навантажень від канатів, валів, приводу і гальм.2. Шляхом аналізу результатів чисельних експериментів на математичних динамічних моделях ПРБ із застосуванням ЕОМ установлено наступне:коефіцієнти динамічності при перехідних процесах на початку підйому (найбільш навантажений режим) складають у валопроводі – 1,37…3,47, у канатопроводі – 1,54…2,14;можливе виникнення резонансних явищ внаслідок близькості частот спектрів власних коливань парціальних ланок “вал барабана як балка на двох опорах” і “вало-канатопровід як крутильна система”. Між цими ланками існує "слабкий" зв'язок, який можна вважати однобічним, а поперечні коливання вала - вимушеними на обмеженому відрізку часу, обумовленому числом періодів повної “перекачки” енергії від системи "вало-канатопровід";максимальна амплітуда змушувальної сили з боку канатів при резонансних процесах можлива у режимі відключення двигуна і накладення гальм після зворотного переходу попередньо натягнутого каната з однієї частини барабана на іншу. При цьому, поперечні коливання вала з коефіцієнтом динамічності 2,5 приводять до збільшення зазору не більш, ніж на 0,3 мм;збільшення зазору між частинами барабана внаслідок вигину вала не перевищує: у стаціонарному силовому стані – 0,67 мм; при перехідних процесах – 0,93 мм; з урахуванням резонансних явищ –0,96 мм.3. Збільшення зазору між частинами барабана машини МПУ-6,32,8/0,63 в результаті деформації оболонки переставної частини барабана складає: під впливом зусиль з боку витків каната - 2 мм; під впливом зусиль з боку гальмових колодок, що забезпечують 3-кратний статичний момент - 31,4 мм при напруженнях (за Мізесом) на зовнішньому краї реборди 215 МПа, близьких до границі текучості сталі 20 (220 МПа), і концентрації напружень (160…180 МПа) у косинках і ребрах жорсткості.4. Сумарне збільшення зазору машини МПУ-6,32,8/0,63 складає 34,36 мм, що порівняно з діаметром застосовуваних канатів (35...50 мм) і може стати причиною аварії через защемлення каната в щілині між частинами барабана.5. Результати експериментів на промисловому зразку машини і лабораторних на фізичних моделях переставної частини барабана підтвердили адекватність (за критерієм Фішера) математичних моделей розрізного барабана на корінному валу, аналітичної та кінцево-елементної моделей оболонки барабана. Відносні похибки склали від 2 % до 21,2 % з імовірністю Р=0,95.6. Підприємству-виготовлювачу АТ “Ново-Краматорський машинобудів-ний завод” передана методика визначення величини зміни зазору між частинами барабана (пакет прикладних програм для ЕОМ) і запропоновані наступні рекомендації:у розрахунках при проектуванні і модернізації піднімальних машин з розрізним барабаном слід використовувати переданий пакет програм для виз-начення дійсного значення навантажень і раціональних параметрів барабана;для машин із внутрішнім гальмом раціональною є конструкція переставної частини барабана шириною 650 мм з однією лобовиною товщиною 60 мм і обичайкою товщиною 155 мм без косинок і ребер жорсткості. Її маса (25980 кг) близька до маси дволобовинної конструкції (25600 кг) шириною 1250 мм машини МПБ-6,33,15/0,63. При близьких масах та рівних максимальних осьових переміщеннях, що забезпечують безаварійний перехід каната, запропонована конструкція спрощує технологію виготовлення і дозволяє не виходити за габарити машини типу МПУ, у якої, порівняно з МПБ, ширина барабана і проліт вала менше на 600 мм. |

 |