

Сутидзе Лиана Николаевна

**Исследование динамических процессов в цепных
рабочих органах грунторазрабатывающих машин**

Представлена на соискание академической степени доктора

Грузинский технический университет

Тбилиси, 0175, Грузия

Апрель, 2008 г.

Грузинский технический университет

Факультет транспортный и машиностроительный

Мы, нижеподписавшиеся, удостоверяем, что ознакомились с выполненной **Сутидзе Л. Н.** диссертационной работой под названием „Исследование динамических процессов в цепных рабочих органах грунторазрабатывающих машин“ и рекомендуем ее к рассмотрению диссертационным Советом транспортного и машиностроительного факультета на соискание академической степени доктора.

Дата _____

Руководитель:	Картвелишвили Ю. Л.
Рецензент:	
Рецензент:	
Рецензент:	

Грузинский технический университет

2008 год

Автор: **Сутидзе Лиана Николаевна**

Название: Исследование динамических процессов в цепных рабочих органах
грунторазрабатывающих машин.

Факультет: Транспортный и машиностроительный

Степень: Доктор

Заседание проведено: „____“ _____ 2008 г.

При запросе, с целью ознакомления, вышеназванной диссертации индивидуальными лицами или институтами право на ее копирование и распространение с некоммерческой целью принадлежит Грузинскому техническому университету.

подпись автора

Автор сохраняет за собой все остальные издательские права и недопустимо перепечатывание или репродуцирование как работы в целом, так и отдельных ее компонентов без письменного согласия автора.

Автор утверждает, что на использованные в работе защищенные авторскими правами материалы получены соответствующие разрешения (кроме тех малых размеров цытат, которые требуют только специфической ссылки на литературу, как это принято при выполнении научных работ) и на всех их берет ответственность.

**Посвящаю светлой памяти моего руководителя,
замечательного человека и ученого, основателя и руководителя
кафедры „Строительных машин и механического оборудования“
Грузинского технического университета, доктора технических
наук, профессора Картвелишвили Юрия Лаврентьевича.**

Резюме

Данная работа посвящается исследованию статических и динамических процессов, возникающих в свободно провисающей ковшовой цепи многоковшового цепного рабочего органа грунторазрабатывающих машин с целью повышения их производительности и надежности.

Тенденция повышения производительности землеройных машин путем увеличения скоростей рабочих органов иногда приводит к нежелательным последствиям.

Причиной возникновения ударных нагрузок может быть воздействие ограничителей хода элементов рабочего оборудования и в этом случае на величину динамической нагрузки основное влияние оказывает начальная скорость удара, массы и жесткости испытываемых удар узлов и препятствия.

Работа тяговой цепи многоковшового цепного рабочего органа грунторазрабатывающих машин происходит в постоянно изменяющихся условиях в отношении разрабатываемой среды, в частности, рода грунта и толщины срезаемого слоя, что так характерно для грунтов нашей страны.

Изучению природы возникновения и воздействия динамических нагрузок на конструкций цепных рабочих органов посвящены многочисленные исследования, среди них можно отметить труды Вайнсона А.А., Успенского В.П., Штокмана И.Г., Картвелишвили Ю.Л., Домбровского Н.Г. и др.

Системы с неравномерным установившимся движением даже при отсутствии внешних нагрузок могут испытывать ощутимые динамические воздействия. Примером такой системы является многоковшовый цепной рабочий орган мелиоративных земснарядов и многоковшовых экскаваторов.

Как показали теоретические исследования кинематики цепного рабочего органа универсальных плавучих маши УПМ-1 и УПМ-2, имеющих короткие цепные рабочие органы с четырехгранным ведущим и шестигранным ведомым (натяжным) барабанами, наблюдаются значительные колебания относительного провеса цепи при постоянном угле наклона рамы, приводящие к дополнительным колебаниям нагрузки в цепном рабочем органе.

Для выявления недостатков цепного рабочего органа были проведены стендовые статические исследования, которые подтвердили достоверность теоретических исследований: провес и натяжение цепи периодически изменяются в зависимости от взаимного положения четырехгранного ведущего и шестигранного ведомого барабанов.

На основе графоаналитических и теоретических исследований и расчетов на ЭВМ выявлено рациональное соотношение чисел граней ведущего и ведомого барабанов, соответственно, 5 и 8, что позволило увеличить скорость цепи до 0,66 м/с.

По этим кинематическим параметрам и техническому заданию ВНИИГиМ имени А.А.Костякова (г. Москва) на модернизацию УПМ-2, нами разработана новая конструкция многоковшового цепного рабочего органа модернизированного земснаряда МЗ-10.

Как показывает график провесов и натяжений цепи, в этом случае детали черпаковой цепи работают в более благоприятных условиях. Приемные испытания модернизированного земснаряда показали, что производительность возросла на 5,6 % и все параметры были выдержаны безотказно, уменьшились поперечные и продольные колебания цепи.

На Потийском заводе гидромеханизации было освоено серийное производство нового земснаряда МЗ-10 (50 штук в год).

При работе в грунтах с твердыми включениями ковши, встретившие препятствия испытывают действие нецентрально приложенной нагрузки, поворачиваются и в этот момент происходит перераспределение натяжений между двумя ветвями цепи. Перегрузка одной ветви достигает 30...35 % от полного натяжения обеих ветвей, в результате чего звено цепи может разрушиться из-за поломки соединительных пальцев.

Практика эксплуатации многоковшовых машин показывает, что из-за интенсивного, абразивного износа деталей цепей и действия многократно повторяющихся динамических нагрузок и интенсивного абразивного износа в среднем в течение года приходится заменять от 50 до 75 % всех звеньев и пальцев, что отрицательно отражается на производительность и надежность машин.

Снижение динамических нагрузок может быть достигнуто за счет факторов, способствующих снижению инерционных сил, что возможно посредством уменьшения скорости движения масс. Однако это приводит к снижению производительности.

Специфика работы грунтоеразрабатывающих машин с многоковшовыми цепными рабочими органами, особенно многочерпаковых земснарядов, заключается в том, что рабочий орган затрудняет, а часто и делает невозможным визуальное наблюдение за процессом копания. Поэтому, оператор вынужден определять момент встречи ковша с препятствием по характеру работы двигателя или по общему поведению машины.

Учитывая, что процесс восприятия сигнала о встрече с препятствием и принятие соответствующих мер занимает в среднем до 4...5 секунд, необходимо иметь автоматическую защиту, т.е. автоматическое отключение муфты предельного момента. Еще большего эффекта в снижении динамических нагрузок можно добиться введением в конструкцию рабочего органа предохранительного элемента. Для этой цели нами разработано устройство для выравнивания натяжений в ветвях при встрече с препятствием какого-либо ковша (а.с. СССР № 979582). Конструкция шаровой опоры оси натяжного барабана уменьшает вероятность разрыва цепи, увеличивает долговечность рабочего органа, сокращает затраты на восстановление поврежденных узлов и деталей, а также потери, связанные с вынужденным простоем машины, повышается производительность. Предложенное техническое решение, рассмотренное в данной работе может быть распространено и на рабочие органы многоковшовых экскаваторов.

Для установления параметров, обеспечивающих устойчивость системы в отношении динамических нагрузок, составлено и решено дифференциальное уравнение движения цепи, получены осциллограммы зависимостей напряжений в элементах цепи при встрече ковшей с препятствием.

Анализ полученных результатов показывает, что модернизация узла ведомого барабана за счет установления самоустанавливающейся опоры оси на 23 % допускает увеличение перегрузки на одну ветвь цепи – система безотказно продолжает работу. По сравнению с базовой модели коэффициент динамичности рабочего органа уменьшился с 2,5 до 1,8.

Доля экономического эффекта цепного рабочего органа в общей экономической эффективности модернизированного земснаряда составляет 1450 лари в год на одну машину.

რეზიუმე

აღნიშნული სამუშაო ეხება გრუნტის დამმუშავებელი მანქანების ჯაჭვურ მუშა ორგანოებში აღძრული დინამიკური და სტატიკური პროცესების გამოკვლევას მათი მწარმოებლურობისა და საიმედოობის გაზრდის მიზნით. მიწისმთხრელი მანქანების მწარმოებლურობის გაზრდის ტენდენცია მათი მუშა ორგანოების სიჩქარეების გაზრდის გზით იწვევს არასასურველ შედეგებს. დარტყმითი დატვირთვების აღძვრის მიზეზი შეიძლება გახდეს მუშა ორგანოების ელემენტების მოძრაობის შემზღუდველი ზემოქმედება და ამ შემთხვევაში დინამიკური დატვირთვის სიდიდეზე გავლენას ახდენს დარტყმის საწყისი სიჩქარე, იმ კვანძებისა და წინაღობების მასები და სიხისტეები, რომლებიც განიცდიან დარტყმებს.

გრუნტის დამმუშავებელი მანქანების მრავალციცხვიანი ჯაჭვური მუშა ორგანოების წვეთი ჯაჭვების მუშაობა მიმდინარეობს დასამუშავებელი გარემოს მუდმივად ცვალებადი თვისებების პირობებში, კერძოდ, ჩვენის ქვეყნისათვის დამახასიათებელი გრუნტების სახეობებისა და მოსაჭრელი ფენების სისქის ცვალებადობისას.

ჯაჭვური მუშა ორგანოების კონსტრუქციაზე მოქმედი დინამიკური დატვირთვების აღძვრისა და ზემოქმედების ბუნების კვლევას მიეძღვნა მრავალი ავტორის შრომა, რომელთაგან განსაკუთრებულად შეიძლება აღინიშნოს ა.ა. ვაინსონის, ვ.პ. უსპენსკის, ი.გ. შტოკმანის, ნ.გ. დომბროვსკის, ი. ლ. ქართველიშვილის და სხვათა გამოკვლევები.

არათანაბარი სიჩქარეების მქონე სისტემები გარეგანი დატვირთვების არ არსებობის პირობებშიც კი განიცდიან საგრძნობ დინამიკურ ზემოქმედებას. ასეთი სისტემების მაგალითს წარმოადგენს მრავალციცხვიანი ექსკავატორებისა და მელიორაციული მიწისმწოვების მრავალციცხვიანი ჯაჭვური მუშა ორგანოები. უნივერსალური მცურავი მანქანების YIM-1-ისა და YIM-2-ის ჯაჭვური მუშა ორგანოების კინემატიკის თეორიულმა გამოკვლევებმა გვიჩვენა, რომ მოკლე ჯაჭვურ მუშა ორგანოებში, რომელთაც აქვთ წამყვანი ოთხწახნაგა და მიმყოლი ექვსწახნაგა დოლები, შეინიშნება ჯაჭვის ფარდობითი ჩაღუნვის მნიშვნელოვანი ცვალებადობა ჩარჩოს მუდმივი დახრის კუთხის პირობებში.

ჯაჭვური მუშა ორგანოს უარყოფითი მხარეების გამოსავლენად ჩვენს მიერ ჩატარებულმა სტატიკურმა სასტენდო გამოკვლევამ დაადასტურა თეორიული გამოკვლევის სისწორე. ჯაჭვის ჩაღუნვა და შესაბამისად, დაჭიმულობა იცვლება ოთხწახნაგა წამყვანი დოლისა და ექვსწახნაგა მიმყოლი დოლის ურთიერთგანლაგებაზე დამოკიდებულებით. გრაფიკული და ელექტრონულ-გამომთვლელ მანქანაზე გაკეთებული გაანგარიშებებით გამოვლინდა წამყვანი და მიმყოლი დოლების წახნაგების რაციონალური თანაფარდობა: 5 და 8 შესაბამისად, რამაც მოგვცა საშუალება გაგვეზარდა ჯაჭვის სიჩქარე 0,66 მ/წმ-მდე.

YIM-2 მანქანის მოდერნიზაციაზე მელიორაციისა და ჰიდრომექანიზაციის საკავშირო-სამეცნიერო კვლევითი ინსტიტუტის (ქ. მოსკოვი) ტექნიკური დავალების საფუძველზე ჩვენს მიერ შემუშავებულია მიწისმწოვის M3-10-ის მრავალციცხვიანი ჯაჭვური მუშა ორგანოს ახალი კონსტრუქცია. როგორც ჯაჭვის ჩაღუნვებისა და დაჭიმულობების დიაგრამებიდან ჩანს, მისი საციცხვე ჯაჭვი მუშაობს უფრო სასურველ პირობებში და მწარმოებლურობაც გაიზარდა 5,6%-ით.

ახალი მანქანის გამოცდამ ცხადყო, რომ ჯაჭვური მუშა ორგანოს ყველა პარამეტრი, რომელიც ჩვენს მიერ არის რეკომენდებული, შენარჩუნდა უცვლელად, შემცირდა ჯაჭვის განივი და გრძივი რხევები. ქ. ფოთის ჰიდრომანქანების ქარხანამ აითვისა ახალი მიწისმწოვის M3-10-ის სერიული წარმოება (50 ერთეული წელიწადში).

მტკიცე ჩანართების მქონე გრუნტებში მუშაობისას ციციხეები, რომლებიც ხვდებიან გადაულახავ წინაღობას, შემობრუნდებიან არაცენტრულად მოდებული დატვირთვის ზემოქმედებით და ამ მომენტში ადგილი აქვს დაჭიმულობის გადანაწილებას ჯაჭვის ტოტებში. ერთი ტოტის გადატვირთვა აღწევს 30...35 %-ს, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს ჯაჭვის რგოლის დარღვევა შემადერთებელი თითების გატეხვით.

მრავალციციხიანი ჯაჭვური მუშა ორგანოების ექსპლუატაციის პრაქტიკა ცხადყოფს, რომ მრავალჯერედად განმეორებადი დინამიკური დატვირთვებისა და აბრაზიული ცვეთის შედეგად წლის განმავლობაში საჭირო ხდება 50...75 % რგოლებისა და თითების გამოცვლა, რაც უარყოფითად აისახება მანქანის მწარმოებლურობასა და საიმედოობაზე.

დინამიკური დატვირთვების შემცირება მოძრავი მასების მუშა ორგანოს სიჩქარეების შემცირებით გამოიწვევს მწარმოებლურობის შემცირებას, რაც არ არის სასურველი.

მრავალციციხიანი ჯაჭვური მუშა ორგანოების მქონე გრუნტის დამუშავებელი მანქანების, განსაკუთრებით მიწისმწოვების სპეციფიკა მდგომარეობს იმაში, რომ ვიზუალურად შეუძლებელია ოპერატორმა განსაზღვროს ციციხეების მოსალოდნელი შეჯახება წინაღობასთან. შეჯახების ნიშნისა და ოპერატორის მიერ შესაბამისი ზომების მიღებას სჭირდება დაახლოებით 4...5 წამი, ამდენად საჭიროა ავტომატური დაცვა, რათა აცილებულ იქნეს ძრავის გადატვირთვა ან ჯაჭვის რღვევა.

დინამიკური რხევების შემცირების ეფექტი მიიღწევა დამცავი მოწყობილობის განლაგებით უშუალოდ მუშა ორგანოზე, უშუალოდ დინამიკური ძალის აღძვრის სიახლოვეს. ამ მიზნით ჩვენს მიერ შემუშავებულია ჯაჭვის დაჭიმულობის გამთანაბრებელი მოწყობილობა, რომელზეც მიღებულია სსრკ საავტორო მოწმობა №979582.

მიმყოლი დამჭიმავი დოლის ღერძის სფერული საყრდენი უზრუნველყოფს ჯაჭვის გაწვევების ალბათობის შემცირებას, ზრდის მუშა ორგანოს ხანგამძლეობას, ამცირებს დანახარჯებს დაზიანებული ნაწილების აღდგენაზე და დანაკარგებს მანქანის მოცდენის გამო.

იმ პარამეტრების დასადგენად, რომლებიც უზრუნველყოფს სისტემის მდგრადობას დინამიკური დატვირთვების მიმართ, შედგენილია და ამოსხნილია ჯაჭვის მოძრაობის დიფერენციალური გამტოლება, მიღებულია ჯაჭვის ელემენტებში ძაბვების დამოკიდებულებების ოსცილოგრაფები ციციხეების შეხვედრისას დაუძლეველ წინაღობასთან.

მიღებული შედეგების ანალიზი ცხადყოფს, რომ დამჭიმი დოლის ღერძის მოდერნიზებული სფერული საყრდენი უზრუნველყოფს სისტემის უმტყუნო მუშაობას 23 %-ით დატვირთვების გადამეტებისას. საბაზო მოდელთან შედარებით მუშა ორგანოს დინამიკურობის კოეფიციენტი შემცირდა 2,5-დან 1,8-მდე.

ახალი ჯაჭვური მუშა ორგანოს ეკონომიკური ეფექტურობის წილი მთლიანად მოდერნიზებული მანქანის ეკონომიკურ ეფექტურობაში შეადგენს 1450 ლარს წელიწადში ერთ მანქანაზე.

Summary

The present work is devoted to the investigation of static and dynamic processes, which appear in the freely sagging bucket chain of a multibucket chain operating unit of ground-working machines, aiming at increase in their productivity and reliability.

The tendency of increase in the productivity of digging machines by increase in the speeds of operating units sometimes leads to undesirable consequences. The action of the move limiters of the elements of working equipment can be a reason for appearance of impact loads and in this case on the value of dynamic load a basic effect has an initial velocity of impact, the mass and rigidity of units undergoing an impact and obstacles.

The work of a tractive working chain of the multibucket chain's operating unit of ground-working machines takes place under the constantly changing conditions with respect to the properties of developed medium, in particular, the kind of soil and thickness of the shorn layer, which is so characteristic for the soils of our country.

To the study of nature of appearance and action of dynamic structural loads of the chain operating units are dedicated numerous investigations, among which we note the works of A.A. Vayner, V.P. Uspenski, I.G. Shtokman, N.G. Dombrowski, U.L. Kartvelishvili, etc.

Systems with uneven steady motion, even in the absence of external loads, undergo noticeable dynamic effects. The multibucket chain operating unit of land-reclamation dredgers and multibucket excavators is an example of this system.

As theoretical studies of kinematics of the chain operating unit of general-purpose floating machines YIIM-1 and YIIM-2, which have short chain operating units with tetrahedral driving and hexahedral driven (tightening) drums, showed there are observed the significant oscillations of relative chain sag at a constant angle of the frame slope, leading to the additional load oscillations in the chain operating unit.

For exposing shortcomings in the chain operating unit we carried out bench (static) investigations, which confirmed the authenticity of theoretical studies: sag and tension of the chain periodically change in the dependence on relative position (tetrahedral) driving and (hexahedral) driven drums. On a basis of graph-analytic and theoretical studies and calculations on computers it is revealed a rational relationship of the numbers of the faces of driving and driven drums: 5 and 8, respectively, which made it possible to increase the speed of chain up to 0.66 m / s. By the technical task of A.N. Kostyakov VNIIGiM (Moscow) for modernization of YIIM-2 we have worked out a new construction of the multi-scoop chain operating unit of modernized dredger M3-10. As the graph of sags and tensions of the chain shows, in this case the parts of scoop chain work in more favorable conditions. The acceptance tests of a modernized dredger showed that productivity grew by 5.6% and all parameters were sustained smoothly, the transverse and longitudinal oscillations of the chain decreased. At the Poti plant of hydro-mechanization it was mastered the serial production of a new dredger M3-10 (50 per annum).

With work in the soils with solid inclusions, ladles, which met obstacles undergo the action of an off-center applied load, are being turned and at this moment there occurs a redistribution of the tension between the ends of the chain. The overloading of one branch reaches 30...35% of complete tension of the both branches, as a result of which a chain link can be broken because of a breakdown of connective fingers.

The practice of operation of multibucket chain operating units shows that because of the action of repeated dynamic loads and intensive abrasive wear it is necessary to replace from 50 to 75% of all components and fingers during the year, which negatively is reflected in the productivity and reliability of a machine.

A reduction in dynamic loads can be achieved due to the factors, which facilitate reduction in inertial forces, which is possible with a decrease in the velocity of moving masses, but this leads to reduction in the productivity.

The specific character of the work of ground-working machines with multibucket chain operating units, especially multi-scoop dredgers, consists in the fact that the operating unit hampers, and frequently makes it impossible to observe visually the process of digging. Therefore, operator is forced to determine encounters of ladles with obstacles by the nature of engine work or by general behavior of a machine.

Taking into account the fact that the process of perception of signal about encounter with an obstacle and the adoption of corresponding measures takes on the average 4-5 seconds, it is necessary to have automatic protection, i.e., an automatic cutoff of the overtime clutch.

A larger effect in the equipment of dynamic loads is possible to attain by introduction of a protective element into the construction of operating unit. For this purpose we have worked out a leveling device for stresses in the ends of a chain upon the encounter of any ladle with obstacle (A.C. 979582 of 09.08.82).

The construction of a spherical linkage of an axle of tension drum reduces the probability of a chain break, increases the service life of operating unit, reduces the expenditures for restoration of damaged units and parts, and also the loss connected with forced idle time of a machine is reduced; the productivity is raised.

The offered technical solution, examined in this work, can be used also in the operating units of multibucket excavators.

For determination of the parameters, which ensure the stability of system with respect to dynamic loads, the differential equation of motion of the chain is set and solved, the oscillograms of dependences of stresses in chain elements upon the encounter of ladles with obstacles are obtained. The analysis of results shows that modernization of the unit of driven drum due to the establishment of self-adjusting axle bed allows an increase in the overloading on one branch of the chain up to 23% – the system smoothly continues work.

In comparison with a base model the dynamicity coefficient of the operating unit decreased from 2.5 to 1.8.

The share of the economic effect of a new chain operating unit in the total economic efficiency of a modernized dredger, for one machine, amounts 1450 Lari per annum.

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	16
1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.....	18
1.1. ГРУНТОРАЗРАБАТЫВАЮЩИЕ МАШИНЫ С ЦЕПНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ.....	18
1.1.1. Многоковшовые цепные экскаваторы	18
1.1.2. Цепные многоковшовые машины для подводной экскавации грунта	21
1.2. ОБЗОР ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ РАБОТ	30
2. РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА.....	47
2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ЗЕМСНАРЯДА	47
2.1.1. Исследование кинематики и установление оптимальных параметров цепного рабочего органа	47
2.1.2. Конструктивный анализ и усовершенствование узла натяжного барабана	72
2.1.3. Определение динамических напряжений решением уравнения движения цепи	92
2.2. ЭКСПЕРИМЕНТ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ.....	105
2.3. МОДЕРНИЗОВАННЫЙ ЗЕМСНАРЯД	110
2.3.1. Назначение и конструкция	110
2.3.2. Техничко-экономические показатели	112
3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ	116
ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА.....	118
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	122

СПИСОК ТАБЛИЦ

1. Постоянные параметры	55
2. Результаты расчета скоростей и ускорений цепи	67
3. Результаты расчета полной динамической нагрузки от неравномерности движения цепи	68
4. Исходные данные для расчета	88
5. Результаты расчетов напряжений и деформаций для разных сопряженных материалов	88
6. Исходные данные для расчета	96
7. Результаты расчета жесткости цепи	96
8. Фактические, теоретические и упрощенные значения провесов	108
9. Технические данные МЗ-10	112
10. Технические показатели МЗ-10	114

СПИСОК РИСУНКОВ

1. Рабочие органы цепного экскаватора	19
2. Цепной многоковшовый рабочий орган траншейного экскаватора с вертикальной рамой	19
3. Многоковшовые экскаваторы поперечного копания	20
4. Многочерпаковый цепной рабочий орган универсальной плавучей машины УПМ-1	23
5. Схема определения скорости цепи	38
6. Схемы механических систем	39
7. Схема к составлению уравнения колебаний цепи	40
8. Механизм передачи окружного усилия от ведущего барабана к черпаковой цепи	44
9. Положение черпаковой цепи в пространстве	48
10. Расчетная схема цепного рабочего органа с ведущим пятигранным и ведомым восьмигранным барабанами	51
11. Расчетная схема ведущего четырехгранного барабана	52
12. Программа вычислений	54
13. Графики провесов цепи	55
14. Графики натяжений цепи в точке В	56
15. Графики натяжений цепи в точке А	56
16. График горизонтального натяжения цепи МЗ-1 Б	57
17. Схема к определению скорости цепи	62
18. Установка натяжного барабана рабочего органа цепного многоковшового экскаватора	73
19. Цепной грунторазабатывающий рабочий орган с модернизированным узлом натяжного барабана	74
20. Подшипники оси натяжного барабана с шаровыми вкладышами	75
21. Схема перекоса оси натяжного барабана	77
22. Классификация предохранительных устройств	80
23. Расчетная схема оси натяжного барабана и эпюры изгибающих моментов	82
24. Геометрические размеры вкладыша	89
25. Расчетная схема соединительного пальца	93
26. Узел шарнирного соединения звеньев цепи	94
27. Динамическая схема нагружения звена цепи	99

28. Осциллограмма изменения силы сопротивления копания	102
29. Осциллограмма изменения угла поворота ведомого барабана	102
30. Осциллограмма изменения напряжений в пальце	103
31. Осциллограмма увеличения напряжений в пальце	103
32. Осциллограмма увеличения напряжений в пальце при предельной нагрузке	104
33. Зависимость напряжения в пальце от изменения нагрузки	104
34. Испытательный стенд с цепным рабочим органом УПМ-1	106
35. Графики провесов цепи	109
36. Многоковшовый рабочий орган МЗ-10	111

Благодарность

Выражаю огромную благодарность профессорам Шилакадзе М. Е. и Цулая Г. Г., которые давали мне полезные советы и консультации в период завершения диссертационной работы, а также заведующему лабораторией Надирашвили Г. С. за бескорыстную помощь в оформлении данной работы.

ВВЕДЕНИЕ

Ирригационное, транспортное, гидротехническое и промышленное строительство, а так же открытая добыча нерудных полезных ископаемых связана с большим объемом производства земляных работ. В этой связи актуальность приобретает повышение надежности и производительности машин для земляных работ.

Как показывает практика, наиболее эффективным средством повышения производительности труда на земляных работах и снижения их стоимости является широкое внедрение во всех областях строительства, в том числе в энергетическом и гидротехническом строительстве, особенно в горных условиях, в горнорудной промышленности и в промышленности строительных материалов малогабаритных землеройных машин непрерывного действия.

Особенно большой эффект дает применение землеройно-транспортных машин непрерывного действия на работах линейного характера: в дорожном строительстве, строительстве оросительных и мелиоративных систем, строительстве газо-нефтепроводов и др. Эти машины в основном представлены роторными и многоковшовыми цепными экскаваторами и многочерпаковыми земснарядами.

Разнообразие работ, для производства которых применяются в современной технике машины с многоковшовыми цепными рабочими органами и предъявляемых к ним требований привели к созданию большого количества типов и номенклатуры этих машин: многоковшовые экскаваторы поперечного и продольного копания, карьерные и вскрышные экскаваторы, универсальные плавучие машины и драги, мелиоративные экскаваторы и др. Высокие технико-экономические показатели и эффективность применения этих машин обусловлено прежде всего непрерывностью выполняемого ими рабочего процесса, включающего в себя экскавацию, подъем и перемещение разработанных ими грунтов и пород.

Рациональность применения машин с многоковшовыми рабочими органами в большей степени зависит от однородности разрабатываемого грунта и в наиболее тяжелых условиях их применение ограничено.

С другой стороны, непрерывный процесс усовершенствования конструкций многоковшовых цепных рабочих органов и появление новых

конструктивных решений в настоящее время значительно изменили соотношение технико-экономических показателей в пользу них и они успешно конкурируют с другими землеройными машинами.

К числу преимуществ цепных экскаваторов со свободно провисающей ковшовой цепью относится подвижность ковшовой цепи, что особенно важно при наличии в разрабатываемой среде твердых включений. В этой связи, применение таких машин вполне удовлетворяют условиям работы в нашей стране.

В связи с тенденциями повышения производительности землеройных машин непрерывного действия путем увеличения скоростей рабочих органов иногда приводит к нежелательным последствиям. Из-за наличия в грунтах крепких включений, что характерно для грунтов в Грузии, рабочие органы грунторазрабатывающих машин испытывают воздействие динамических нагрузок и колебаний, что отрицательно сказывается на эксплуатационные показатели и надежность машин.

Повышение надежности цепных рабочих органов грунторазрабатывающих машин непрерывного действия идет по пути дальнейшего повышения качества и использования современных конструкций и материалов.

Определяющим фактором повышения производительности машин непрерывного действия является совершенствование рабочих процессов, увеличение рабочих скоростей и увеличение мощности силовой установки, что, в свою очередь, требует дальнейших исследований динамических процессов и применения средств автоматизации.

Анализ работы машин показывает, что во многих случаях не достигается проектный уровень их производительности и наблюдаются значительные простои, что прежде всего связано со сложностью применения многоковшовых экскаваторов и земснарядов и с недостатками конструкций ряда основных узлов, в данном случае, интересующего нас многоковшового цепного рабочего органа.

Учитывая, что при работе многоковшовых экскаваторов и земснарядов важнейшим условием их эффективного применения в забоях с крепкими включениями является обеспечение надежности, в качестве наиболее перспективным следует назвать направление, связанное с созданием упруго-демпферных и других предохранительных устройств, уменьшающих воздействие непреодолимых препятствий на конструкцию.

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

1.1. ГРУНТОРАЗРАБАТЫВАЮЩИЕ МАШИНЫ С ЦЕПНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

1.1.1. Многоковшовые цепные экскаваторы

В нашей стране широко применяются многоковшовые цепные экскаваторы при сооружении траншей, канав, выемок, каналов, а также на вскрытиях и добыче инертных полезных ископаемых, при прокладке магистральных газонефтепроводов, мелиоративном, ирригационном и гидротехническом строительстве. Они могут работать в мягких, средних и крепких неоднородных грунтах, а более мощные – в крепких неоднородных грунтах с небольшим количеством твердых включений.

Грунторазрабатывающие машины с цепными многоковшовыми рабочими органами применяются в США, Англии, Германии, Франции и во многих странах мира как более производительные и прогрессивные по отношению других землеройных машин.

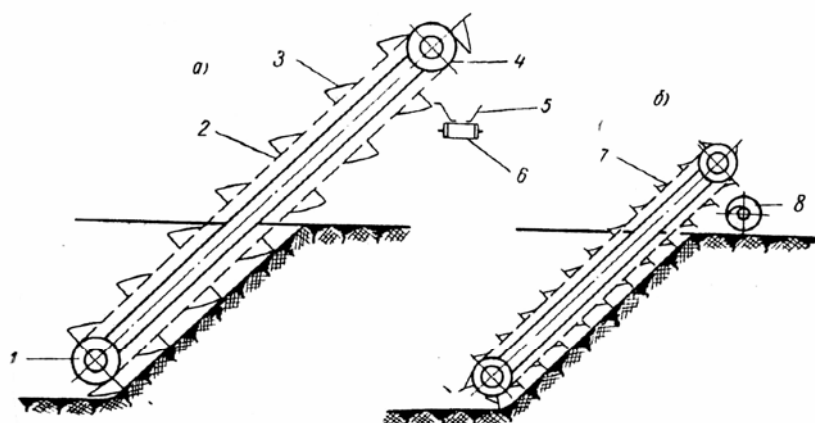
Многоковшовые цепные экскаваторы в основном различаются по назначению и конструкции рабочего органа. Они бывают поперечного и продольного копания с ковшовыми или скребковыми рабочими цепями, со свободно провисающей или жестко направляемой рабочей цепью [1].

Кроме известных марок цепных экскаваторов, как ЭТЦ-161, ЭТЦ-201, ЭТЦ-251 (траншейные экскаваторы) широко применяются специальные мелиоративные экскаваторы ЭМ-152, ЭМ-161, ЭМ-502 и другие. Экскаватор ЭМ-152 является более современным с применением гидравлики – гидромеханический привод позволяет бесступенчато регулировать скорость цепи, предупреждая перегрузку механизма и поломок.

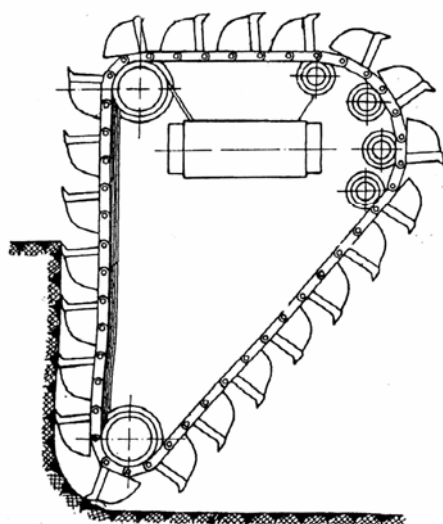
На рис.1 показаны ковшовые (а) и скребковые (б) рабочие органы цепных экскаваторов поперечного копания, где: 1 – натяжной барабан; 2 – ковшовая цепь; 3 – ковш; 4 – приводной барабан; 5 – бункер; 6 – транспортер; 7 – скребок; 8 – шнек.

Цепные траншейные экскаваторы работают в основном на прорытие траншей для укладки кабелей или иных коммуникаций и имеют ковшовую

наклонную раму и раму с вертикальным расположением ковшовой цепи, как показано на рис.1.



**Рис.1. Рабочие органы
цепного экскаватора**



**Рис.2. Цепной многоковшовый рабочий орган траншейного
экскаватора с вертикальной рамой**

У большинства цепных экскаваторов ковшовая рама шарнирно соединяется с рамой экскаватора для изменения угла ее наклона в связи с изменением глубины отрываемой траншей. На нижнем конце рамы имеются устройства для натяжения рабочей тяговой цепи.

Цепные экскаваторы поперечного копания, показанные на рис.3, встречаются с жестко направляемой ковшовой цепью с 20...60 ковшами (а) или со свободно провисающей ковшовой цепью (б).

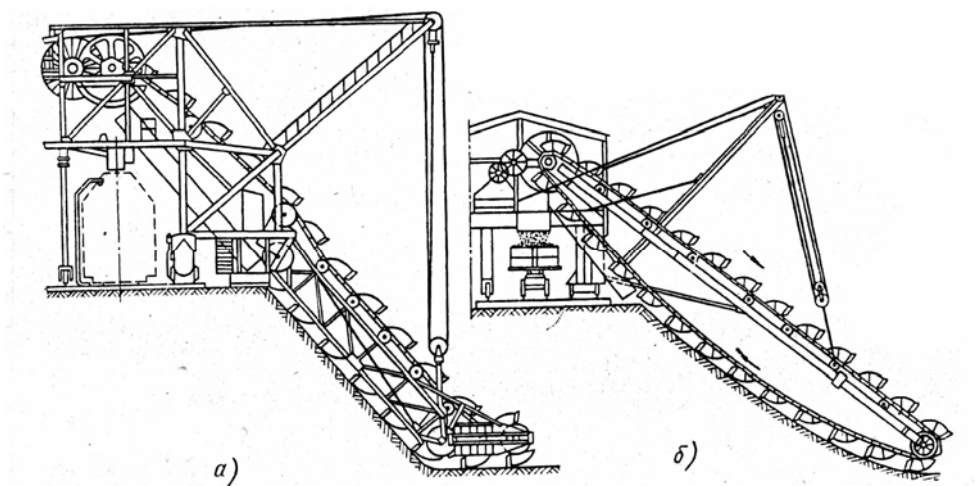


Рис. 3. Многоковшовые экскаваторы поперечного копания
а – с жестко направляемой ковшовой цепью;
в – со свободно провисающей ковшовой цепью

Первые применяются для работы в однородных грунтах, так как цепь движется по жестким направляющим, не позволяющим ей отклоняться в плоскости ее движения. Экскаваторы со свободно провисающей ковшовой цепью предназначены для разработки грунтов с твердыми включениями, например, для добычи гравия, в котором могут попадаться и крупные включения. Они имеют более высокий КПД, чем цепи с жесткими направляющими [1,2].

Широкое применение получили цепные траншейные экскаваторы малых моделей на гусеничном и колесном ходу, которые снабжаются различными видами сменного оборудования, что особенно важно для Грузии, где разрабатываемая экскаваторами среда характеризуется неоднородностью и наличие в ней твердых включений требует предохранения рабочих органов машин от поломок.

В этой связи большое значение имеет снабжение рабочих органов устройствами, предохраняющими приводной механизм от возможных перегрузок, например при встрече рабочих органов с непреодолимыми препятствиями [3].

В качестве предохранительных устройств применяются муфты предельного момента: ленточные, пружинные с кулачками и многодисковые фрикционные. В качестве муфт рекомендуется применение пневматических муфт, которые удобны для дистанционного управления. Правда рабочие скорости ковшовых цепей не очень высоки (0,5...0,7 м/с.), в приводе турбинного

вала многоковшовых цепей предусмотрена установка муфты предельного момента, отключающая движение тяговой цепи при перегрузке в 1,5...1,6 раза [4].

В более современных экскаваторах скорость ковшовой цепи колеблется 1,0...1,4 м/с. Увеличение скорости ковшовой цепи требует более рационального расположения предохранительного устройства в непосредственной близости рабочего органа [3].

Применяемые на траншейных скребковых и ковшовых экскаваторах вышеуказанные предохранительные устройства являются сложными, занимают место на раме привода и по местоположению находятся на значительном расстоянии от ковша, встретившего препятствие [5].

1.1.2. Цепные многоковшовые машины для подводной экскавации грунта

Землесосные снаряды применяются на строительстве и очистке от наносов оросительных и осушительных каналов, а также прудов и водоемов, при дноуглубительных работах, при подводной разработке карьеров песка и гравия, торфяных залежей и др.

Очистка каналов средних размеров от наносов раньше производилась обычными землеройными машинами и вручную. Гидромелиорация и здесь получила применение в виде плавучих и сухопутных землесосных установок малых размеров [6,7].

Землесосно-землечерпательная установка представляет снаряд с комбинированным способом разработки и транспортирования грунта. В легких грунтах работает без черпакового устройства – сосуном, а на грунтах средних и тяжелых и на прорытие каналов используют многоковшовый (многочерпаковый) цепной рабочий орган.

Землечерпательные снаряды применяются в дноуглублении уже почти 200 лет. В связи с широким распространением землесосов в дноуглублении и строительстве, с созданием мощных разрыхлителей, позволивших использовать земснаряды для разработки связных и плотных грунтов, в последние десятилетия возникло мнение о бесперспективности многоковшовых снарядов, а возможности их полной замены землесосами. Однако, практика опровергла эту

точку зрения. Многоковшовые цепные снаряды незаменимы при разработке засоренных и трудноразрабатываемых грунтов (в условиях затонов, водохранилищ, перекаток с каменистыми и гравелистыми грунтами и т.п.), а также когда производимой земснарядом выемке надо придать правильную форму [8].

Цепные многоковшовые рабочие органы земснарядов меньше подвержены износу, чем у землесосов. Все это обуславливает эффективность применения земснарядов с многоковшовым цепным рабочим органом на многих объектах и исключает возможность их замены земснарядами другого типа.

Для выполнения значительных объемов работ по углублению дна малых рек и подводящих каналов насосных станций, а также рытья котлованов для мелиоративных сооружений и очистки оросительных каналов от наносов, кроме уже освоенных земснарядов МЗ-5, МЗ-7, УПМ-1 и УПМ-2, созданных на Потийском заводе гидромеханизации в семидесятые годы прошлого века, успешно прошел эксплуатационные испытания и по сей день эксплуатируется мелиоративный снаряд МЗ-1Б (МЗ-10) с модернизированным многоковшовым цепным рабочим органом, выпущенный тем же заводом в конце восьмидесятых годов прошлого века.

Универсальная плавучая машина УПМ-2 и мелиоративный земснаряд МЗ-10 оснащены несколькими видами рабочих органов (сосуном, рыхлителем, фрезерным и черпаковым устройствами) и работают почти на всех видах грунта.

Многоковшовый (многочерпаковый) цепной рабочий орган применяется для разработки плотных грунтов, необходимо только применить ковши (черпаки) соответствующей формы и прочности, так как они производят отделение грунта от дна и его подъем вверх.

На рис.4 показан многоковшовый цепной рабочий орган УПМ-1, который состоит из ковшовой рамы 1 с роульсами 6 и нижним барабаном 3, ковшовой цепи 7 и верхнего барабана 2. Верхний барабан является ведущим и четырехгранным, а нижний – направляющим (ведомым) и шестигранным. К нижнему концу рамы прикреплены подшипники 4 оси нижнего ведомого барабана. Верхним концом рама подвешена на кронштейнах рамы привода черпаковой цепи. Для предотвращения схода черпаковой цепи, нижний 2 и

верхний 3 барабаны имеют стальные диски – реборды. Во избежание истирания черпаковой цепью граней барабана, они защищены накладками. Для предохранения звеньев от износа в том месте, где находится шарнир, в отверстие ковшовых звеньев забивают втулки, в отверстия холостых звеньев - кольца. Верхний ведущий барабан приводит в движение ковшовую цепь 7 с ковшами 8.

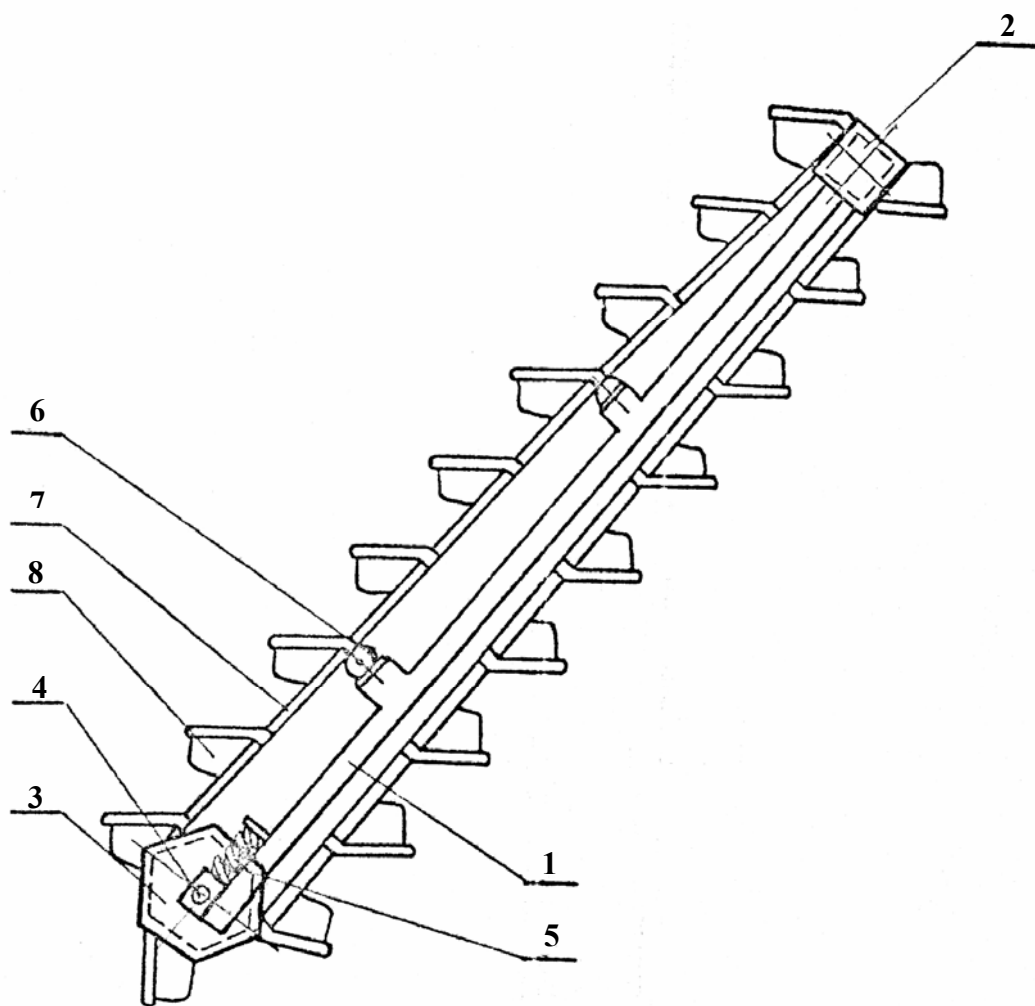


Рис. 4. Многоковшовый цепной рабочий орган универсальной плавучей машины УПМ-1

С большим числом граней барабаны хотя и способствуют более плавному ходу черпаковой цепи, но хуже четырехгранных тем, что при больших усилиях в черпаковой цепи они провертываются, т.е. при вращении барабана цепь остается неподвижной. Зато четырехгранная форма ведущего барабана приводит к сильным колебаниям и ударам ковшей 8 при переходе последних с ковшовой рамы на верхний барабан 3.

При работе на каменистых грунтах во избежание поломки земснаряда следует уменьшить скорость движения цепи, которая прежде всего зависит от свойства грунта.

На тяжелых, трудно отделяемых от дна грунтах, число опорожнений черпаков в минуту следует уменьшить для предотвращения чрезмерного натяжения цепи и связанного с этим обрывов звеньев. Не исключено попадание непреодолимого препятствия, что вызовет недопустимое увеличение усилия в цепном рабочем органе. Из-за отсутствия предохранительного устройства возможен выход из строя рабочего органа или двигателя. Тем более, что втулки и соединительные пальцы звеньев являются быстроизнашивающимися деталями в черпаковой цепи и при эксплуатации требуют частой замены [9].

На черпаковой раме установлены роульсы (роликовые скаты) 6, которые поддерживают ковшовую цепь во время ее движения и уменьшают трение между ковшами и рамой. Для предотвращения соскакивания с них черпаковой цепи они снабжены ребордами.

У нижнего (ведомого) барабана 3 в результате провисания ковшовой цепи образуется небольшой шлейф, при котором с грунтом может соприкасаться одновременно два-три черпака. Длина шлейфа зависит от стрелы провеса цепи, от степени износа соединительных пальцев, деформации звеньев, выработки отверстий в звеньях и т.д. и может регулироваться устройством 5 для перемещения оси нижнего барабана.

С натяжением черпаковой цепи длина шлейфа уменьшается и изменяется число ковшей, одновременно контактируемых с грунтом. Регулирование длины шлейфа необходимо так же для предотвращения соскакивания ковшовой цепи с нижнего барабана.

Ведомый направляющий барабан расположен в нижней оконечности ковшовой рамы и служит для изменения направления ковшовой цепи и для предотвращения ее смещения за пределы барабана в результате бокового воздействия грунта на ковши.

Так как направляющий барабан имеет малое число граней (шесть), то возникает раскачивание ковшовой цепи на пути ее продвижения до первого роликового ската. Раскачивания и ударов цепи о скат можно избежать лишь при использовании круглого барабана, т.е. такой же формы, что и роликовых скатов.

Кроме конструкции с вращающимся барабаном на неподвижной оси применяются барабаны, вращающиеся вместе с осью.

При длительной эксплуатации даже сложные конструкции существующих уплотнений не в состоянии предотвратить проникновения в подшипники абразивной среды. Поэтому применение подшипников качения в нижних барабанах обычно не оправдывает.

Известны попытки применения в узлах нижнего барабана и в скатах ковшовой цепи резиновых подшипников с водяной смазкой. Такая конструкция может обеспечить амортизацию ударов взаимодействующих деталей черпакового устройства, снижение трения и отсутствие закусываний в подшипниках, удешевление смазочного устройства [10,11].

Для многоковшового цепного рабочего органа характерны колебания нагрузки на привод и скорости движения ковшовой цепи. Эти колебания связаны с радиусом вращения черпаковой цепи вокруг оси верхнего барабана.

В случае вращения ведущего барабана с постоянной угловой скоростью изменение радиуса вращения ведет к изменению линейной скорости движения цепи. Проскальзывание цепи относительно барабана оказывает влияние на закономерность изменения скорости ее движения. Оно различно в зависимости от глубины опускания рамы, длины шлейфа, соотношения усилий в рабочей и холостой ветвях [12].

На проворачивание влияет также износ элементов цепи и барабана, изменяющей соотношение шага цепи с шириной граней. Кроме этого на колебания нагрузки влияет также неравномерность резания грунта ковшами и раскачивание провисающего цепи участка черпаковой, неизбежное при наличии у нижнего барабана граней, что ускоряет износ нижнего рельса рамы и звеньев ковшовой цепи.

Нагрузка черпаковой цепи регулируется не только скоростью, но и степенью наполнения ковшей грунтом. Работать с максимальной скоростью движения и при полном наполнении черпаков практически возможно лишь на песчаных, некоторых глинистых и торфяных грунтах. Скорость движения цепи зависит также от емкости черпака в обратной пропорциональности. Для многочерпакового цепного рабочего органа земснаряда, разрабатывающего грунты с известными свойствами связности или сыпучести, можно выявить такую наибольшую скорость цепи, при которой ковши опорожнялись бы за

период своего пути под грунтовым колодцем. При эксплуатации земснарядов установлено, что по сравнению со скоростью ковшовой цепи при сыпучих грунтах, скорость цепи при связных грунтах требуется снизить приблизительно в два раза.

Неравномерность процесса резания грунта связана с периодичностью врезания в грунт отдельных черпаков. В зависимости от угла наклона рамы, степени износа соединений цепи, от толщины минимального слоя грунта и величины подачи земснаряда, колебания нагрузки, связанные с переменным усилием резания грунта, по разному сочетаются с колебаниями вращающего момента от изменения радиуса вращения цепи вокруг оси ведущего барабана. Если они совпадают по фазе, суммарные колебания достигают наибольшей величины; если смещены – общие колебания в некоторой степени взаимно сглаживаются.

При ручном и автоматическом регулировании обеспечивается приближение рабочего режима к оптимальному режиму. Последний, как и любой другой режим, нарушается изменяющимися природными и технологическими факторами (внешними), как например: влиянием камней и топляков, засоряющих грунт; изменением скорости набегающей на корпус воды и ветра; проявлением инерции корпуса снаряда и т.д. [13,14].

Упомянутая неизбежная особенность работы механизмов требует от двигателя соответствующей способности приспосабливаться к изменению полезного сопротивления, т.е. к изменению так называемой нагрузки двигателя путем изменения движущей силы или, соответственно, изменения крутящего момента.

Для передачи движения от главного двигателя к главному ведущему (верхнему) барабану и ковшовой цепи служат приводная цепная передача, редуктор и ременная передача. В приводе отсутствует предохранительное устройство или муфта предельного момента, которыми оборудованы приводы многоковшовых цепных экскаваторов.

Отсутствие предохранительных устройств объясняется сложностью их конструкции. Считается, что при задевании ковшами за подводные препятствия, останавливающее движение ковшовой цепи, ремень ременной передачи скользит по шкиву и лишь в редких случаях рвется и что такой привод исключает возможность серьезных поломок в передаче. Здесь надо учесть, что

все малозначительные, как нам кажется, повреждения вызывают в первую очередь простои машины. В конечном счете это влияет на производительность и экономическую эффективность применения земснаряда. Как известно, на некоторых землесосных установках с жесткой приводной передачей устанавливаются предохранительные муфты, автоматически отключающие двигатель при внезапных стопорениях ковшей и остановках ковшовой цепи.

Взаимосвязь работы двигателя оперативной лебедки и двигателя многоковшового цепного рабочего органа обуславливается их совместным действием в технологическом процессе. При работе земснаряда происходит механическое взаимодействие соответствующей доли реакции грунта и других сил сопротивления движению корпуса с двигателем других сил сопротивления движению корпуса двигателем лебедки оперативного перемещения. Роль посредника во взаимодействии одного и другого двигателей играет корпус земснаряда с грунтозоборным многоковшовым устройством.

Характерно, что и для главного и для лебедочного двигателей земснаряда нарушение равновесия в процессе механического воздействия вызвано одной и той же причиной – изменением условий черпания (резания) грунта. В этих неизбежных условиях рационально предусмотреть не по одному, а по два одинаковых двигателя и в ковшовом и в лебедочном приводах [14].

Рабочий процесс машин не всегда отвечает наиболее рациональным методам воздействия машин на рабочую среду. Например, для грунторазрабатывающих машин необходимо создание физической теории разрушения грунтов и горных пород и все процессы разрушения и изменения состояния различных тел рабочими органами машины должны исследоваться с учетом колебательных процессов и целесообразности замены циклических процессов непрерывными.

Создание научно обоснованных методов определения производительности и надежности машин, установление количественных зависимостей между конструктивными параметрами и условиями работы даст возможность заложить научно-обоснованную теорию эксплуатации машин

Рабочий процесс каждой машины характеризуется различными его показателями – усилиями, скоростями отдельных операций, изменениями величин (или колебаний) и направления, продолжительностью и непрерывностью операций. Изменение этих показателей в основном зависит от

рабочей среды и ее неоднородности, условий работы, конструкции машины и в общей сложности определяют нагрузки на рабочих механизмов, конструкций и двигателей [15].

Несмотря на значительный удельный вес многоковшовых мелиоративных и плавучих снарядов в мелиоративной и дноуглубительной технике, исследованию их работы, в противоположность землесосам, уделяется незначительное внимание. Это объясняется, по-видимому, кажущейся простотой процессов и отсутствием, на первый взгляд, сложных задач, требующих решения. Тем менее, многие вопросы проектирования и эксплуатации этих машин не имеют достаточной теоретической основы. Например, длина черпаковой цепи и форма ее провисающего участка не рассчитываются и определяются опытным путем. Форма черпака, определяющая технологию разработки грунта земснарядом и разгрузку черпаков от грунта, выбирается по прототипам. Число граней ведущего и ведомого барабанов подбирается не обоснованно [16].

Не в полной мере изучена роль динамики элементов многоковшового цепного устройства, влияние масс и маховых моментов на характер изменения нагрузки в деталях, на равномерность технологического процесса и на режим работы черпаковых двигателей.

Пренебрежение особенностями работы свободно провисающей ковшовой цепи при определении расчетных нагрузок в элементах цепного рабочего органа приводит к нежелательным последствиям. В условиях эксплуатации, при подводном черпании грунта не исключены перегрузки ковшовой цепи, возникающие при встрече какого-либо ковша с труднопреодолимым препятствием.

Возникающие при стопорении ковша динамические нагрузки намного превосходят усилия в ковшовой цепи при нормальных условиях работы, которое учитывает общепринятая методика проверки прочности. Из-за недостаточной изученности рабочих процессов, происходящих в многоковшовых снарядах, нет обоснованных расчетных зависимостей обоснования параметров цепного рабочего органа и режимов его работы. Отсутствуют экспериментальные данные о характере изменения рабочих параметров в различных условиях и о зависимостях между ними, что затрудняет обоснование характеристик приводов и создание средств автоматизации технологических процессов [12,17,18,19].

Производительность многоковшовых земснарядов во многих случаях определяется опорежнением черпаков. Замедленное опорожнение (при работе на липких грунтах), вызывает необходимость уменьшения скорости ковшовой цепи, что приводит к пропорциональному снижению производительности. Управляемое воздействие на опорожнение черпаков может существенно повысить производительность земснаряда.

В приводе многоковшового цепного рабочего органа отсутствует предохранительное устройство или муфта предельного момента, как это сделано на многоковшовых цепных рабочих органах экскаваторов. Считая, что своеобразными предохранителями от перегрузки при внезапных стопорениях ковшей служат гибкие передачи в приводе. Практически же они реагируют только на небольшие перегрузки, а в случаях внезапного стопорения либо они рвутся, либо разрывается рабочая цепь. Для предотвращения разрывов, цепи делаются с большим запасом, что в итоге влияет на возникающие инерционные нагрузки [20].

В водной среде невозможно предвидеть встречу ковшей с непреодолимыми препятствиями и все, даже малозначительные повреждения вызывают простои машины, дополнительные расходы на непредусмотренные ремонты, трудности подводных восстановительных работ. Уменьшение производительности из-за простоев уменьшает экономическую эффективность землечерпательного снаряда.

Выявление недостатков конструкций цепных рабочих органов многоковшовых экскаваторов и земснарядов, выбор рациональных параметров и оснащение их быстросрабатываемыми, несложной конструкции предохранительными устройствами повысит надежность этих машин.

1.2. ОБЗОР ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ РАБОТ

В области создания научной и расчетной базы для производства землеройных машин ученым и исследователям принадлежит неоспоримый приоритет. Ими созданы обоснованные экспериментами и проверенные на практике теории расчета таких машин и орудий, как грунтоерабатывающие машины и механизмы непрерывного действия [15].

Основные положения теории сопротивления грунтов резанию и копанию разработаны академиками .Горячкиным В.П и Домбровским Н.Г. Аналогичные исследования для горных машин были выполнены академиком Терпигоровым А.М. Дальнейшие исследования процессов резания и копания грунтов были проведены Ветровым Ю.А., Зелениным А.Н, Абезгаузом В.Д., Гарбузовым З.Е., Федоровым Д.И., Распером Л. и другими.

Исследованиями динамических процессов и определением динамических нагрузок в элементах строительных машин и оборудования занимались Волков Д.П., Вайнсон А.А., Панкратов С.А., Картвелишвили Ю.Л. и др.

Известны научные исследования в области динамики и надежности тяговых рабочих цепей Штокмана И.Г., Успенского В.П , Гомфштенгеля Г.

Работы и исследования этих и многих других ученых лежат в основе всех дальнейших прогрессивных технологий и изобретений в области строительства строительных машин.

Исследованию усилий в свободно провисающей ковшовой цепи многоковшовых экскаваторов одним из первых посвятил свою работу русский ученый Успенский В.П. [21]. Он доказал, что условия работы жестко направленных и свободно провисающих ковшовых цепей совершенно различны, однако общепринятая методика определения расчетных усилий в ковшовых цепях исходит из условий работы свободно провисающих цепей. При наличии жестких направляющих, последними, во первых, воспринимается часть собственной силы тяжести цепи и ковшей с грунтом, и, во-вторых, ограничивается угол возможного поворота ковша при встрече его с каким-либо препятствием.

При свободном же провисании, во-первых, цепь подвергается значительным растягивающим усилиям от собственной силы тяжести, и, во-

вторых, ковш может свободно поворачиваться от действия нецентрально приложенной нагрузки при встрече с непреодолимым препятствием, что приводит к изменению длины рабочей и холостой ветвей цепи [1;21].

При небольших стрелах провеса цепи и определенном угле наклона рамы цепного рабочего органа ковшовую цепь можно рассматривать с точностью вполне достаточной для практических целей, очерченной по параболе. Чем больше грузов (ковшей) в пролете, тем более огибающая кривая по центрам тяжести грузов приближается к параболе. Решив уравнение параболы, можно определить натяжения цепи в точках подвеса, т.е. величину расчетной составляющей натяжения цепи под действием собственной силы тяжести (предварительное натяжение) [1,21].

Особое внимание в своих исследованиях В.П.Успенский уделил определению дополнительного натяжения цепи, возникающего вследствие поворота ковша при встрече с препятствием, допуская при этом, что положение точек подвеса и первоначальная длина ковшовой цепи остаются постоянными, что в корне является ошибочным. Но при нагружении рабочей ветви цепи ее натяжение меняется, следовательно, меняется натяжение и холостой ветви, так как эта система является замкнутой.

Ввиду того, что холостая ветвь провисает участками между поддерживающими роликами, при изменении ее натяжения также будет меняться и ее длина, что вызовет соответствующее изменение длины рабочей ветви цепи. Кроме того, изменение длины рабочей ветви цепи происходит и за счет упругого удлинения всего замкнутого контура цепи и упругого смещения опор приводного и натяжного блоков.

Успенский В.П. считает, что при определении величины изменения длины рабочей ветви цепи за счет упругих деформаций следует учитывать также и упругие деформации валов приводных и натяжных блоков и самой ковшовой рамы.

Методом последовательных приближений Успенским В.П. были подсчитаны усилия в ковшовой цепи многоковшового траншейного экскаватора ЭТЦ-251 в зависимости от угла поворота ковша при встрече ковша с препятствием с учетом упругих деформаций и без учета их. Как показали расчеты, при одном и том же окружном усилии дополнительное натяжение

холостой ветви увеличивается при увеличении предварительного натяжения цепи (уменьшение относительного провеса цепи).

Успенский В.П. сделал так вывод о том, что величина натяжения рабочей ветви цепи у приводных блоков в значительной степени зависит от величины натяжения цепи у натяжных блоков.

Испытания многоковшового траншейного экскаватора ЭТЦ-251, проведенные Успенским В.П., кроме проверки теоретических положений расчета усилий, возникающих в ковшовой цепи при встрече ковша с препятствием преследовали также цель решения некоторых других вопросов, связанных с методикой определения расчетных усилий в элементах свободно провисающей ковшовой цепи. К таким вопросам Успенским В.П. были отнесены следующие:

1. коэффициент полезного действия ковшовой цепи, поскольку этот коэффициент входит как в общий расчет мощности привода ковшовой цепи, так и в формулу для определения окружного усилия на валу приводных блоков;
2. степень неравномерности распределения крутящего момента между приводными блоками;
3. максимальные значения динамических усилий, возникающих в приводе ковшовой цепи;
4. величина ударных нагрузок, возникающих при набегании ковшовой звена (т.е. звена цепи, к которому прикреплен ковш) на грань приводного блока [21].

Необходимость проведения исследования последнего вопроса появилась в результате теоретических исследований Л.Распера, согласно которым при набегании ковша на грань приводного блока возникает удар, сопровождающийся значительным увеличением крутящего момента и изгибающего усилия на валу привода ковшовой цепи [22,23].

Полученные Успенским В.П. экспериментальным путем данные не подтвердили правильность предположения Л.Распера о значительной величине силы удара при набегании ковша на грани приводных блоков. Энергия удара по-видимому гасится за счет деформации целого ряда элементов привода, вследствие чего сила удара получается незначительной и при расчетах ею можно пренебречь.

Экспериментами, проведенными Успенским В.П., установлено, что:

1. с увеличением стрелы провеса ковшовой цепи ее коэффициент полезного действия увеличивается за счет уменьшения трения в шарнирах цепи;

2. КПД ковшовой цепи остается почти постоянным для различных случаев приложения нагрузки. Это указывает на то, что нецентральное приложение нагрузки (стопорение ковша) к ковшу создает лишь некоторый перекоп ковшовой цепи и, следовательно, дополнительное трение о боковые поверхности ведущих и направляющих (ведомых) барабанов (блоков) и поддерживающих роликов.

Успенский В.П. рассматривает стопорение ковша в середине рабочей ветви (свободно провисающая ветвь) цепи. По мнению автора исследования это оказывает незначительное влияние на положение ведомого (направляющего) барабана. А если встреча с препятствием (или стопорение) произойдет сразу после сбегания с ведомого барабана ковша, результат будет иным. К сожалению, этот случай В.П. Успенским не рассматривается.

Успенским В.П. установлено, что при стопорении ковша отмечаются пики усилий в момент встречи с непреодолимым препятствием, а после остановки ковша наблюдается колебание натяжений в холостой и рабочей ветвях ковшовой цепи при более или менее постоянном окружном усилии на приводном валу.

Максимальное натяжение в одной ните рабочей ветви цепи у приводного блока Успенский В.П. предлагает определять по формуле [1].

$$S_p = 0,5S_A^0 + \psi_1 S_o + \psi_1 F_t, \quad (1)$$

где S_A^0 – величина предварительного натяжения цепи у приводного блока;

S_o – дополнительное натяжение цепи при встрече ковша с препятствием;

ψ_1 – коэффициент неравномерности распределения крутящего момента от привода, $\psi_1 = 0,6$;

F_t – окружное усилие на приводном блоке.

Для определения S_o Успенский В.П. предлагает эмпирическую формулу, не совсем отражающую сущность вопроса.

Экспериментами установлено, что величина динамических усилий в элементах привода ковшовой цепи, появляющихся вследствие неравномерности движения цепи намного меньше динамических усилий, возникающих при встрече ковша с препятствием, которые и являются наиболее опасными.

Для ограничения последствий от действия указанных усилий на элементы ковшовой цепи, в приводе цепного рабочего органа Успенский В.П. предлагает установить надежно работающую муфту предельного момента, что несомненно усложняет привод.

Исследованием статических и динамических нагрузок многоковшового цепного рабочего органа экскаватора – траншеекопателя занимался русский ученый Вайнсон А.А. [24,25].

Как известно, рабочее перемещение тяговой цепи осуществляется при взаимодействии шарнира звена цепи с зубом приводной звездочки. Рассматривая этот процесс на протяжении одного периода зацепления, т.е. поворота ведущей звездочки на один зуб или что тоже самое поворота ее на угол $2\pi/z$, где z – число зубьев звездочки, можно установить следующее: процесс перемещения рабочего органа (цепи) является результатом вращения звездочки с угловой скоростью ω . Ввиду того, что окружная скорость ведущего зуба (грани) звездочки (барабана) направлена по нормали к радиусу, проведенному по касательной к рабочей поверхности зуба (грани), а прогрессивная скорость цепи направлена по линии транспортирования, при равномерной угловой скорости вращения ведущей звездочки прогрессивная скорость цепи будет неравномерной (см. рис. 5 и 17).

Ведущий барабан и цепь можно уподобить кривошипно-шатунному механизму, в котором роль кривошипа играет барабан, а роле шатуна – цепь, причем в зависимости от характера перемещения цепи, параллельного самой себе и поворотного, - шатун будет иметь бесконечную или конечную длину.

Неравномерная скорость линейного перемещения цепи приводит к появлению ускорений, а следовательно, и дополнительных динамических воздействий на рабочий орган. Хотя динамические нагрузки возникают в цепном тяговом органе, влияние на их величину оказывает и неравномерность движения приводных цепей, если они имеются в трансмиссии.

Действие переменных во времени сил приводит к возникновению в тяговом элементе рабочего органа и привода его колебательного процесса. Анализ инерционной характеристики механизма копания показывает, что приведенный момент инерции элементов трансмиссии соответствует лишь 2...3% момента инерции движущихся масс двигателя, а момент инерции движущихся масс рабочего органа – 3...4%.

Поэтому, считает А.А.Вайнсон, колебания тягового органа практически не будет влиять на работу двигателя и, наоборот, вращение коленчатого вала ввиду этого, остается равномерным, не влияющим, в свою очередь, на колебательные процессы в цепном рабочем органе, что по нашему мнению является ошибочным.

Вайнсон А.А. рассматривает цепной рабочий орган траншеекопателя как систему с конечным числом степеней свободы, и в наиболее простом случае – как систему с одной степенью свободы, так как в отличие от транспортеров и конвейеров с цепным рабочим органом, имеющим обычно значительную длину и несколько огибаемых тяговым органом обводных блоков, цепные рабочие органы траншеекопателей имеют небольшую длину и прямолинейную конфигурацию.

Для определения динамической нагрузки Вайнсон А.А. предлагает формулу

$$S_{\phi} = c \phi R, \quad (2)$$

где ϕ – динамическое угловое перемещение ведущего барабана (звездочки);

R – радиус звездочки;

c – жесткость цепного тягового органа, который определяется расчетным путем.

ϕR – амплитуда динамической составляющей вынужденного линейного колебания может быть найдена из уравнения движения системы, записанного в форме уравнения Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dK}{d\phi} \right) - \frac{dK}{d\phi} + \frac{d\Pi}{d\phi} = F(t) + M \quad (3)$$

где K – кинетическая и Π – потенциальные энергии находятся по конструктивным параметрам тягового органа;

$F(t)$ – динамическая движущая сила, которая является функцией ускорения;

M – является внешним сопротивлением.

За обобщенную координату принято полное угловое смещение - ϕ .

Уравнение Лагранжа приводит к линейному дифференциальному уравнению

$$\frac{d^2 \phi}{dt^2} + p^2 \phi = \lambda \sin(\omega t - \frac{\pi}{z}) + M_0 \quad (4)$$

где

$$p^2 = \frac{cR^2}{J_1}; \quad \lambda = \frac{J_2}{J_1} \varpi^2; \quad (5)$$

$$M_0 = \frac{M}{J_1}; \quad (6)$$

$$J_1 = J + \frac{(q_p + q_x)L}{g} \frac{R^2}{3}; \quad (7)$$

$$J_2 = J + \frac{(q_p + q_x)L}{g} \frac{R^2}{2}. \quad (8)$$

В этих уравнениях

p – круговая частота колебаний;

$\varpi = \frac{d\varphi}{dt}$ – угловая скорость ведущей звездочки;

z – число зубьев ведущей звездочки;

J – момент инерции ведущей звездочки;

J_1 и J_2 – приведенные моменты инерции ведущего и ведомого барабанов;

q_p и q_x – массы 1 м рабочей и холостой ветвей тягового органа;

g – ускорение свободного падения;

L – длина рабочего органа.

Решив уравнение относительно φ , А.А.Вайнсоном получены постоянные коэффициенты k_1 и k_2 и предложена формула для определения динамического натяжения от неравномерности движения цепи

$$S_\delta = \frac{3kcR \sin \frac{\pi}{z}}{\frac{p^2}{\varpi^2} - 1} + \frac{M}{R}. \quad (9)$$

Так как по своим геометрическим и основным параметрам мелиоративные (траншейные) экскаваторы и многочерпаковые земснаряды малых размеров, в том числе универсальные плавучие машины сходны, приведенное выше уравнение можно было бы положить в основу динамического расчета многочерпакового рабочего органа рассматриваемого нами земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10), если бы не громоздкость формулы определения коэффициента k .

Изучая свойства тяговых цепей, параллельно вел теоретические и экспериментальные исследования тяговых цепных рабочих органов рудничных

конвейеров Штокман И.Г. Он вник в физическую сущность сложных динамических процессов, протекающих в тяговых цепях и дал физическую интерпретацию полученных математических выражений, используя при этом метод построения волновой сетки, дающей пространственно-временную картину распространения и отражения упругих волн в цепи [26].

В последующих своих выводах Штокман И.Г. основывался на двух предположениях:

1. при установившемся движении конвейера (цепи) угловая скорость ведущей звездочки (барабана) остается постоянной;
2. цепь при набегании на барабан перемещается поступательно.

Эти допущения были проверены экспериментально. Полученные им формулы оказались действительными лишь для конвейеров, редуктор привода которых связан с головным валом рабочего органа непосредственно.

В некоторых конвейерах эта связь осуществляется приводной цепной передачей. Такая же гибкая связь существует в исследуемом нами многоковшовом цепном рабочем органе мелиоративного земснаряда, что оказывает влияние на закон изменения кинематических параметров цепи, однако приводная цепная передача на величину динамических нагрузок сказывается мало.

Штокман И.Г., в противоположность Успенскому В.Л. считает, что для коротких конвейеров и других тяговых цепей решающее значение имеют динамические нагрузки, обусловленные ударом грани барабана о шарнир цепи в момент начала зацепления. Ведущий барабан ребром воздействует на шарнир цепи и часть мощности, очевидно, затрачивается на сообщение верхней ветви (рабочей) цепи поперечных колебаний.

Необходимость исследования данного вопроса у Штокмана И.Г., аналогично Успенскому В.П., появилось в результате теоретических исследований Распера Л. [22,23].

При этом Штокман И.Г. принимал очевидное допущение, что скорость движения тяговой цепи несоизмеримо меньше скорости распространения упругой волны в этой цепи.

Кинематические параметры Штокман И.Г. рекомендует определять в зависимости от углового перемещения φ , как например, скорость движения цепи, как показана на рис.5.

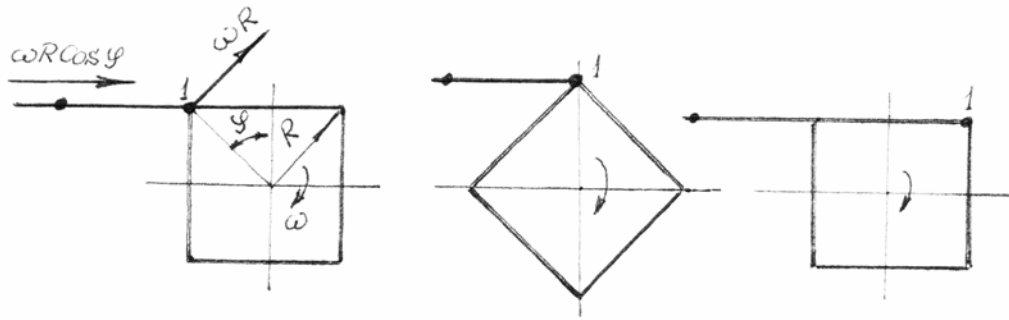


Рис.5. Схема определения скорости цепи

$$v_y = \omega R \cos \varphi = \omega R \cos \omega(T_1 - t) \quad (10)$$

где t – время поворота ведущего барабана;

T_1 – период зацепления, т.е. время одного поворота барабана на центральный угол $2\pi / z$;

ω – угловая скорость ведущего барабана;

z – число граней ведущего барабана.

Динамическую нагрузку для коротких цепных рабочих органов И.Г.Штокман рекомендует определять по формуле

$$F_d = (1,5 \dots 3)mj, \quad (11)$$

где j – ускорение тяговой цепи;

m – масса ведущего барабана с вращающимися с ним частями цепи.

Если первоначальное натяжение цепи равно нулю, динамическое натяжение цепи по Штокману Н.Г.

$$S_d^{\max} = 3mj_{\max}, \quad (12)$$

когда первоначальное натяжение больше критического

$$S_d^{\max} = 1,5mj_{\max}, \quad (13)$$

а если первоначальное натяжение >0 и $<$ критического, то

$$S_d^{\max} = (1,5 \dots 3)mj_{\max}, \quad (14)$$

т.е. коэффициент будет $1,5 < k < 3$.

Реальная тяговая цепь конвейеров обладает свойством упругости, а в некоторых случаях на отдельных участках провисает свободно, вследствие чего различные сечения цепи в один и тот же момент имеют неодинаковые скорости и ускорения.

Волновые процессы оказывают значительное влияние на характер изменения кинематических параметров цепей, т.е. они являются функциями не только времени, но и положения сечения.

Для определения упругих смещений тяговой цепи недостаточно иметь только уравнение упругих колебаний, - необходимо также располагать начальными и граничными условиями задачи.

При составлении уравнений упругих колебаний тяговой цепи, Н.Г.Штокман допускает, что тяговая цепь в отношении протекающих в ней динамических процессов эквивалентна однородному по длине упругому стержню и что скорость движения тяговой цепи несоизмеримо меньше скорости распространения упругой волны в этой цепи.

Для обоснования такого допущения Штокман Н.Г. рассматривает последовательно три механические системы, как это показано на рис.6.

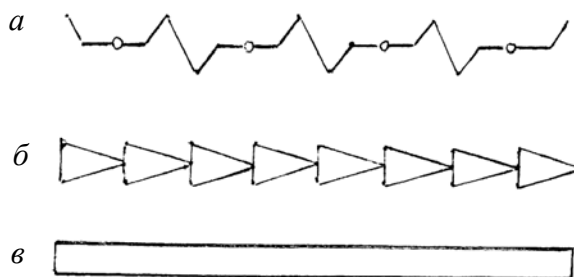


Рис. 6. Схемы механических систем

По своей конструкции система *б* соответствует модели реальной тяговой цепи, являясь промежуточной по отношению к системам *а* и *в*. Основное отличие системы *а* и *в* заключается в том, что система *а* имеет конечное число степеней свободы, в то время как в системе *в* число степеней свободы бесконечно.

Между тем, даже при небольшом числе степеней свободы, частота основного тона колебаний системы соединенных масс очень мало отличается от частоты основного тона колебаний упругого стержня. Такое допущение значительно упрощает составление уравнения колебания цепи по схеме показанной на рис.7.

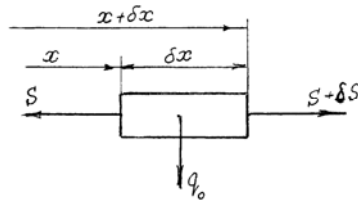


Рис.7. Схема к составлению уравнения колебаний цепи

Использованное Штокманом И.Г. искомое уравнение колебаний цепи, определяющее вынужденные колебания, возникающие под действием внешнего возмущения, имеет вид

$$a^2 \frac{d^2 u}{dx^2} - \frac{d^2 u}{dt^2} = j + fg, \quad (15)$$

а уравнение собственных колебаний, возникающих вследствие неуравновешенности системы в первоначальный момент имеет вид

$$a^2 \frac{d^2 u}{dx^2} - \frac{d^2 u}{dt^2} = 0, \quad (16)$$

где a – скорость движения вдоль цепи участка деформации.

$$a = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_0}} \quad (17)$$

где q_0 – масса 1 м цепи;

f – коэффициент сопротивления движению цепи;

j – ускорение цепи;

E_0 – динамическая жесткость цепи;

u – перемещение участка цепи;

t – время перемещения.

Как отмечает Штокман И.Г., решение уравнений колебаний тяговых цепей без учета сопротивлений дает незатухающий колебательный процесс, чего нет в реальных условиях – часть получаемой извне энергии при колебаниях расходуется на различные необратимые процессы.

Рассеяние энергии при колебаниях играет большую роль в режиме работы цепных тяговых органов, определяя в значительной степени величину возникающих динамических нагрузок.

В заключении Штокман И.Г. делает вывод: в цепном тяговом рабочем органе малой длины упругие свойства тягового органа не оказывают существенного влияния на величину динамических нагрузок.

Экспериментальными исследованиями установлено, что наибольшие динамические нагрузки возникают не при максимальной длине и малой скорости движения тяговой цепи, а при скорости и длине цепи, соответствующей резонансному режиму, с чем можно не согласиться, рассматривая тяговую цепь в качестве рабочей, грунторазабатывающей, когда усилия в цепи достигают пик при стопорении. Разумеется, резонансный режим может возникнуть и в цепных рабочих органах грунторазабатывающих машин, что повлечет за собой увеличение динамических нагрузок.

Исследованием и расчетом многоковшового цепного рабочего органа канавокопателя на ударную нагрузку занимался проф. Картвелишвили Ю.Л. Основной задачей исследования было определение дополнительного натяжения в ковшовой цепи при упоре ковша в непреодолимое препятствие, когда срабатывает предохранительная муфта. Базовой машиной для исследования был взят канавокопатель ЭТЦ-251. Наиболее тяжелым расчетным случаем был избран удар о препятствие нижнего ковша рабочей части цепи, вблизи ведомого барабана. Деформациями, которые возникают при ударе ковша, вступающего в контакт с препятствием, автор пренебрегал, что, в конечном счете, по его мнению, идет в запас прочности [27].

По нашему мнению, этот тезис неточен, так как рассматривается явление, возникающее после удара, а не соудар.

Основываясь на исследованиях и выводах Штокмана И.Г. для коротких конвейеров, Картвелишвили Ю.Л. принимает суммарное натяжение в точке сбегания цепи с ведущих колес равным нулю.

При ударе ковша в непреодолимое препятствие динамическое натяжение одной ветви цепи Картвелишвили Ю.Л. рекомендует определять по формуле

$$S_o = S_{o,fp} + S_o' \quad (18)$$

где $S_{o,fp}$ – усилие, возникающее от предельного момента, который способна передать фрикционная предохранительная муфта;

S_o' – усилие в цепи от инерции вращающихся масс турасного вала с учетом элементов рабочего колеса $(J\omega^2/2)$ и поступательно движущихся масс

рабочего органа на участке от ковша, встретившего препятствие, до ведущих колес ($mv_u^2/2$);

J, ϖ – момент инерции вращающихся масс и угловая скорость вращения турасного вала.

Дополнительное натяжение цепи распространяется как на рабочую, так и на холостую ее часть, так как система является замкнутой.

Для определения динамической составляющей натяжения проф. Картвелишвили Ю.Л. предлагает приравнивать кинетическую энергию движущихся масс цепного рабочего органа канавокопателя потенциальной энергии деформации ковшовой цепи, каната полиспаста подвески рабочего органа, а также потенциальной энергии деформации грунта с препятствием, т.е. при ударе ковш будет поворачиваться до тех пор, пока силы, действующие на него, не придут в равновесие.

Для определения действующих сил проф. Картвелишвили Ю.Л. предложен энергетический метод: при ударной нагрузке подавляющая часть кинетической энергии движущихся масс переходит в потенциальную энергию деформации тех элементов оборудования, воспринимающих этот удар, которые обладают наибольшей податливостью, т.е. имеют минимальную жесткость. Такими „емкостями энергии” при ударе будут перечисленные выше элементы [15].

Кроме того, по мнению Картвелишвили Ю.Л., кинетическая энергия будет расходоваться на преодоление трения в звеньях системы. Это допущение значительно упрощает расчеты и идет в запас прочности.

Картвелишвили Ю.Л. принимал участие в проводимых Ленфилиалом ВНИСтройтдормаша экспериментах по определению ударных нагрузок в рабочей цепи канавокопателя ЭТЦ-251. Как установлено экспериментами, при стопорении ковша происходит перераспределение усилий в левой и в правой от застопоренного ковша ветвях цепи. Расчетный метод не исключает возможность этих перераспределений нагрузки.

При проверке прочности ковшовой цепи следует учесть наиболее опасный расчетный случай, т.е. расчет перегруженной ветви. Экспериментально установлено, что наибольшее значение натяжения, которое может возникнуть в одной из ветвей ковшовой цепи канавокопателя при упоре ковша в непреодолимое препятствие

$$\lambda S_{\partial} = 1,2 S_{\partial}, \quad (19)$$

где $\lambda = 1,2$ – коэффициент неравномерности натяжения.

Это значение совпадает с рекомендациями А.А.Вайнсона, согласно которым момент от максимального натяжения перегруженной ветви

$$M_{\max \text{ ветви}} = (0,55 \dots 0,65) M_{\text{общ}} \quad (20)$$

где $M_{\text{общ}}$ – момент от общего натяжения цепи.

Таким образом, как показали исследования прф. Картвелишвили Ю.Л., натяжение в одной ветви ковшовой цепи при стопорении ковша может достигать 30...35 % от полного натяжения обеих ветвей или превышать среднее натяжение при равномерном распределении нагрузки между ветвями на 10%.

Предложенный профессором Картвелишвили Ю.Л. энергетический метод расчета наибольших нагрузок и перемещений, в основу которого лежит принцип сохранения энергии при ударе, без особых осложнений может учесть и сопротивления неупругого характера.

Результаты, полученные проф. Картвелишвили Ю.Л. мы используем при динамических расчетах цепного рабочего органа земснаряда.

Кинематике черпаковой цепи земснарядов посвящены исследования П.П.Коновалова. Полученные им закономерности изменения скорости и ускорения набегающей на ведущий барабан ветви черпаковой цепи справедливы при условии постоянной угловой скорости вращения ведущего ковшового барабана вместе с теми звеньями, которые примыкают к его граням, т.е. при отсутствии проскальзывания и пробуксовывания [12].

Рассмотрев взаимодействие сил в черпаковом устройстве и механизм передачи окружного усилия от ведущего барабана к ковшовой цепи Коноваловым П.П. предложены формулы для определения условия исключения проворачивания ведущего барабана и определения силы тяжести единичной длины черпаковой цепи [12].

Оригинальность решения этих вопросов заключается в том, что эти формулы представлены во взаимосвязи с основным силовым фактором двигателя и с возможными геометрическими элементами черпакового устройства, в числе которых учитывается и влияние числа граней у ведущего барабана. На рис.8 показан механизм передачи окружного усилия от ведущего барабана к черпаковой цепи при $l = t_{\text{ш}} - h_0$.

неблагоприятных условиях суммирования наибольших сил инерции набегающей и сбегаящей ветвей значение алгебраической суммы одновременно противодействующих сил инерции составляет от предельного окружного усилия долю не выходящую за пределы точности инженерного расчета. Следовательно, Коновалов П.П. рекомендует расчетную формулу

$$T \geq \frac{F_{\text{наим}}}{k_n}, \quad (23)$$

где k_n – предельное отношение уравнивающих сил $F_{\text{наиб}}$ и T .

При определении натяжения цепи Коновалов П.П. считает, что расстояние между нижней и верхней точками подвеса цепи практически равен расстоянию между центрами ведущего и ведомого барабанов. Длина ковшовой цепи рассматриваемого Коноваловым П.П. цепного рабочего органа дноуглубительного снаряда относится к длинным и поэтому, видимо, это допущение приемлемо. Коновалов П.П. также считает, что учет влияния водной среды является очень сложным, а результат влияния этих побочных факторов незначителен. Что касается коротких цепных рабочих органов, это допущение дает довольно ощутимую ошибку, что доказано нашими расчетами.

Изучая статистические данные технической эксплуатации дноуглубительных снарядов, А.А. Власов пришел к выводу, что в последнее время наблюдается стремление уменьшения массы машин за счет использования более легких материалов для изготовления элементов рабочих органов и всей машины, т.е. расчеты на прочность этих элементов проводятся для работы в более легких условиях [9].

В связи с этим Власов А.А. отмечает „чтобы земснаряд смог эффективно работать не только на легких, но и на плотных грунтах (многоковшовые земснаряды и землесосы с механическими разрыхлителями), прочность деталей рабочих устройств и других элементов должна рассчитываться на нагрузки, развиваемые при эксплуатации на плотных грунтах”. Он также считает, что производительность многоковшовых экскаваторов рационально повысить за счет увеличения емкости черпака (имея резерв емкости) и роста скорости цепи, применения дополнительных средств, ускоряющих опорожнение черпаков.

Повышение прочности и надежности работы ковшовых цепей является также резервом улучшения использования многоковшовых мелиоративных и дноуглубительных земснарядов на плотных грунтах.

Как показывает практика эксплуатации мелиоративных земснарядов, наибольшему износу у многоковшовых устройств подвергаются ковши (черпаки), вкладыши подшипников, шейки валов, грани и реборда верхнего и нижнего барабанов, роликовые скаты и холостые звенья ковшовой цепи, детали сочленения ковшей с холостыми звеньями (пальцы, втулки, шайбы), что влечет за собой изменение жесткости цепи. Поэтому, обустройство земснарядов черпаковыми цепями должно соответствовать грунтовым условиям, что гарантирует их нормальную эксплуатацию, уменьшает износы деталей черпакового устройства.

Таким образом, анализ исследовательских работ по кинематике и динамике коротких цепных рабочих органов грунторазрабатывающих машин показывает, что они не учитывают влияние параметров ведущего и ведомого барабанов и их взаимное положение на стабильность провеса тяговой цепи, в результате чего периодически изменяются натяжения цепи. Кроме этого конструкции и место установки предохранительных элементов недостаточно обоснованы, что существенно снижает надежность машин.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ЗЕМСНАРЯДА

2.1.1. Исследование кинематики и установление оптимальных параметров цепного рабочего органа

Многоковшовые тяговые рабочие цепи, имеющие длинные звенья и граненные ведущий и ведомый (направляющий, натяжной) барабаны, испытывают колебания по разным причинам и в основном от неравномерности вращения ведомого барабана и неравномерности движения самой цепи, ударами звеньев о грани барабана, от неоднородности разрабатываемой среды и т.д.

В условиях длинноразветвленного зацепления имеет место колебания цепи (как поперечных, так и продольных) от изменения величины провеса в период одного поворота ведущего барабана. Величина провеса изменяется в зависимости от взаимного расположения ведущего и ведомого барабанов.

Предварительные стендовые исследования цепного рабочего органа универсальной плавучей машины УПМ-1 показали, что при прокручивании ведущего барабана положение точек подвеса свободно провисающей ветви цепи периодически изменяется, изменяется расстояние между ними и, соответственно, изменяется предварительное натяжение цепи. В какой-то момент имеет место такое взаимное расположение точек подвеса цепи, когда расстояние между ними становится максимальным, провес – минимальным, а то иногда и исчезает. В этот момент часть окружного усилия будет расходоваться на преодоление вредных сопротивлений от максимального натяжения цепи. Это указывает на то, что соотношение чисел граней ведущего и ведомого барабанов не является рациональным: ведущий барабан четырехгранный, ведомый – шестигранный. Периодическое изменение провеса цепи в пределах $f_{\min} \dots f_{\max}$ нарушает условие свободного провисания, ковшовая цепь периодически изменяет форму и натяжение. В связи с этим мы рассматриваем разные варианты данного соотношения [28].

Вместе с тем, на ковши, движущиеся в воде и наполняющиеся грунтом, действуют реакции воды и грунта. Кроме того, на часть цепи, погруженной в воду, будет действовать сила в соответствии с законом Архимеда. В таких

условиях свободно провисающая часть цепи приобретает форму с некоторым отклонением от цепной линии. Форма цепной линии периодически искажается также при изменении нагрузки на ковши и при стопорении ковша, встретившего непреодолимое препятствие под водой.

Теоретические обоснования учета упомянутых случайных и неслучайных факторов отсутствуют, поскольку их влияние представляет очень сложные и трудноучитываемые закономерности [12].

Определение параметров цепной линии связано с большой трудоемкостью и поэтому, цепную линию при определении положения ковшовой цепи в пространстве можно заменить параболой.

Для коротких рабочих цепей и при небольших провесах это дает небольшую ошибку. Однако, ковшовая цепь не нагружена равномерно распределенной нагрузкой, а имеет в пролете сосредоточенные грузы – ковши. Чем больше число ковшей в пролете, тем более огибающая кривая будет приближаться к параболе.

В ковшовой цепи универсальной плавучей машины УПМ-1 ковши находятся через звено (т.е. имеются рабочие ковшковые звенья и холостые звенья) и равномерность распределения нагрузки не соблюдается. В ковшовых цепях УПМ-2 и модернизированного МЗ-1Б (МЗ-10) ковши сидят на каждом звене (шаг цепи равен шагу ковшей), что создает более равномерно распределенную нагрузку на цепь.

Таким образом, ковшовую цепь мелиоративного земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10) и УПМ-2 можно рассматривать вполне достаточной для практических целей, очерченной по параболе, как показано на рис.9.

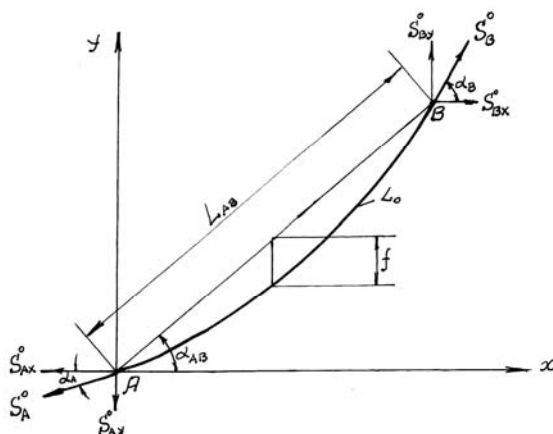


Рис. 9. Положение черпаковой цепи в пространстве

A – нижняя точка подвеса цепи;

B – верхняя точка подвеса цепи;

f – провес цепи в середине пролета;

L_{AB} – расстояние между точками подвеса цепи;

L_0 – длина цепи между точками подвеса;

S_A^0 – предварительное натяжение цепи в точке A ;

S_B^0 – предварительное натяжение цепи в точке B ;

$S_{AX}(S_c)$ – горизонтальная составляющая натяжения цепи

α_{AB} – угол наклона соединяющей точки подвеса линии AB к горизонтали.

Уравнение параболы имеет вид [1]

$$y = \frac{4f_\alpha}{L_{AB}^2 \cos^2 \alpha} x^2 - \frac{4f_\alpha}{L_{AB} \cos \alpha} x + x \operatorname{tg} \alpha \quad (24)$$

или

$$y = \frac{4k_\alpha}{L_{AB}^2 \cos^2 \alpha} x^2 - \frac{4k_\alpha}{\cos \alpha} x + x \operatorname{tg} \alpha. \quad (25)$$

Дифференцируя уравнение, получаем

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \alpha_x = \frac{8k_\alpha}{L_{AB} \cos^2 \alpha} x - \frac{4k_\alpha}{\cos \alpha} + \operatorname{tg} \alpha. \quad (26)$$

При $x = 0$,

$$\operatorname{tg} \alpha_A = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4k_\alpha}{\cos \alpha}. \quad (27)$$

При $x = L_{AB} \cos \alpha$,

$$\operatorname{tg} \alpha_B = \operatorname{tg} \alpha + \frac{4k_\alpha}{\cos \alpha}. \quad (28)$$

В принятых нами обозначениях и при $t_y = t_k$, где t_y – шаг цепи; t_k – шаг ковшей, можно определить некоторые параметры цепи.

Общее число ковшей в цепи

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_0, \quad (29)$$

где m_1 – число ковшей на ведущем барабане;

m_2 – число ковшей на ведомом барабане;

m_3 – число ковшей на рабочей ветви цепи;

$m_0 = m_3 + 1$ – число ковшей на холостой ветви цепи.

Общая длина черпаковой цепи

$$L = t_y m . \quad (30)$$

Длина цепи между точками подвеса

$$L_0 = t_y m_0 . \quad (31)$$

Кривая параболы однозначно определяется величиной относительного провеса [1,29]

$$k_\alpha = \frac{f_\alpha}{L_{AB}} , \quad (32)$$

где f_α – стрела провеса цепи посередине пролета при угле наклона ковшовой рамы к горизонту α ;

L_{AB} – расстояние между точками подвеса цепи; для упрощения расчетов, принимается равным расстоянию между центрами ведущего и ведомого барабанов ;

α_{AB} – угол наклона линии AB к горизонту, принимаемый равным углу наклона ковшовой рамы [1,12,21].

Таким образом, получается, что при $\alpha = const$ и $L_{AB} = L_{0_1 0_2} = const$,

$$f_\alpha = const \quad (33)$$

где $L_{0_1 0_2}$ – расстояние между центрами ведущего 0_1 и ведомого 0_2 барабанами.

В действительности провес цепи является переменной величиной при наличии граненных барабанов и зависит от сочетания чисел граней.

Теоретические исследования разных вариантов сочетания чисел граней ведущего и ведомого барабанов и проведенные соответствующие расчеты показали, что наиболее рациональным является соотношение - пятигранный ведущий и восьмигранный – ведомый барабаны.

В принятых нами выше обозначениях формула для определения провеса цепи имеет вид

$$f = \frac{\sqrt{3(L_0^2 - L_{AB}^2)}}{4 \cos \alpha_{AB}} = 0,433 \frac{\sqrt{(L_0^2 - L_{AB}^2)}}{\cos \alpha_{AB}} . \quad (34)$$

В этой формуле два неизвестных: L_{AB} и α_{AB} , которые при вращении ведомого барабана периодически изменяются. Выражаем эти переменные в функции угла поворота ведущего барабана.

Продолжительность периода изменения статических и динамических нагрузок определяется периодом поворота ведущего барабана T_1 на определенный угол φ_1 , равному центральному углу многоугольника ведущего барабана (для четырехгранного - $\varphi_1 = 90^\circ$, для пятигранного - $\varphi_1 = 72^\circ$).

Расстояние между точками подвеса цепи можно выразить в функции угла φ_1 в системе координат, показанной на рис.10.

$$L_{AB} = L_{0_1 0_2} + x_1(\varphi_1) + x_2(\varphi_2), \quad (35)$$

где $L_{0_1 0_2}$ – расстояние между центрами ведущего 0_1 и ведомого 0_2 барабанами;

φ_2 – угол поворота ведомого барабана.

$$\varphi_2 = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2}, \quad (36)$$

где z_1 и z_2 – соответственно числа граней ведущего и ведомого барабанов.

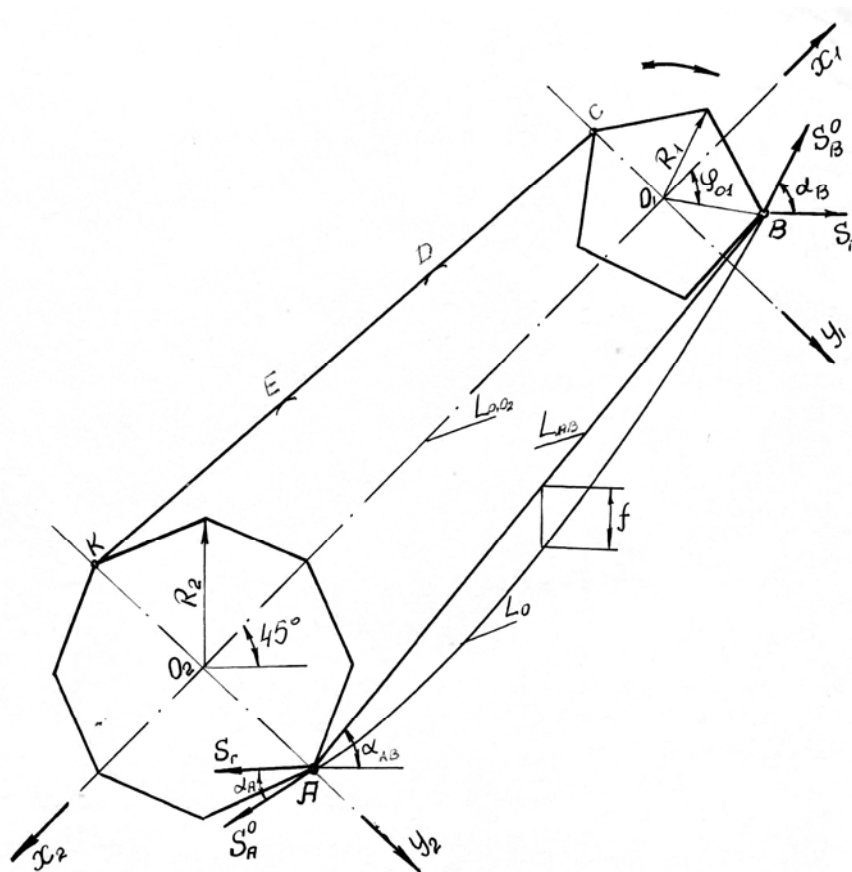


Рис. 10. Расчетная схема цепного рабочего органа с ведущим пятигранным и ведомым восьмигранным барабанами.

В свою очередь

$$x_1(\varphi_1) = R_1 \cos(\varphi_{01} + \varphi_1), \quad (37)$$

$$x_2(\varphi_2) = R_2 \sin(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2}), \quad (38)$$

где R_1 и R_2 – соответственно радиусы окружностей по центрам шарниров цепи;

φ_{01} – начальный угол поворота ведущего барабана, при котором происходит переход верхней точки подвеса из условной точки B^1 в B .

Для четырехгранного барабана, показанного на рис. 11, $\varphi_{01} = 45^\circ$, для пятигранного $\varphi_{01} = 54^\circ$.

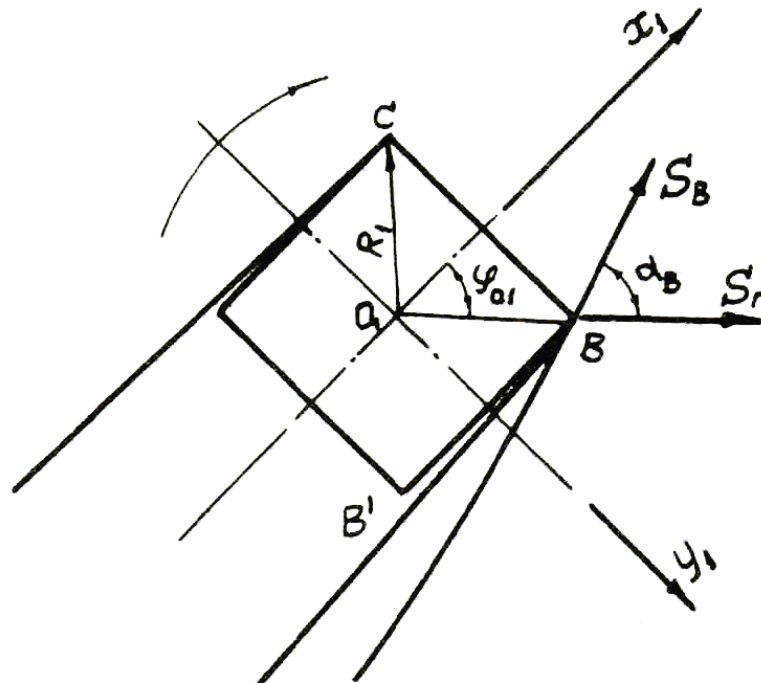


Рис. 11. Расчетная схема ведущего четырехгранного барабана

Уравнение (35) будет иметь вид

$$L_{AB} = L_{0_1 0_2} + R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1) + R_2 \sin(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2}). \quad (39)$$

Исходя из нормальных тяговых условий для коротких многоковшовых цепных рабочих органов, определяем минимальное необходимое количество звеньев, которые должны расположиться между точками подвеса цепи (т.е. на холостой ветви)

$$m_{0(x)} = \frac{L_{AB}}{t_u} + 0,5, \quad (40)$$

где t_u – шаг цепи (шаг ковшей).

Полученное значение $m_{0(x)}$ следует округлять до ближайшего большего целого числа. Тогда длина цепи между точками подвеса

$$L_0 = m_{0(x)} t_u. \quad (41)$$

Угол наклона цепи к горизонтали

$$\alpha_u = \alpha_{AB} = 45^0 + \frac{180^0}{\pi} \frac{Y_1(\varphi_1) - Y_2(\varphi_2)}{L_{AB}}, \quad (42)$$

где 45^0 – угол наклона рамы цепного рабочего органа к горизонтали.

В свою очередь

$$Y_1(\varphi_1) = R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1), \quad (43)$$

$$Y_2(\varphi_2) = R_2 \cos(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2}). \quad (44)$$

Тогда, подставив в уравнение (42), получим

$$\alpha_u = \alpha_{AB} = 45^0 + \frac{180^0}{\pi} \frac{R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1) - R_2 \cos(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2})}{L_{AB}}. \quad (45)$$

Горизонтальная составляющая натяжения цепи от собственной силы тяжести

$$S_\Gamma = \frac{g_u}{g} \frac{L_{AB}^2 \cos \alpha_{AB}}{8f}, \quad (46)$$

где g_u – сила тяжести 1 м цепи с ковшами;

g – ускорение силы тяжести.

Натяжение цепи в точках подвеса А и В

$$S_A^0 = \frac{S_\Gamma}{\cos \alpha_A}, \quad S_B^0 = \frac{S_\Gamma}{\cos \alpha_B}, \quad (47)$$

где α_A и α_B соответственно углы, составление направляющими этих натяжений с горизонталью.

Для определения этих углов воспользуемся зависимостями, полученными ранее дифференцированием уравнения параболы.

При $x = 0$,

$$tg\alpha_A = tg\alpha_{AB} - \frac{4f_\alpha}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}}, \quad (48)$$

При $x = L_{AB} \cos \alpha_{AB}$,

$$tg\alpha_B = tg\alpha_{AB} + \frac{4f_\alpha}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}}, \quad (49)$$

Откуда

$$\alpha_A = \arctg\left(tg\alpha_{AB} - \frac{4f}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}}\right), \quad (50)$$

$$\alpha_B = \arctgtg\left(\alpha_{AB} + \frac{4f}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}}\right), \quad (51)$$

По вышеприведенным формулам была составлена программа вычислений, показанная на рис.12, в следующей последовательности [30].

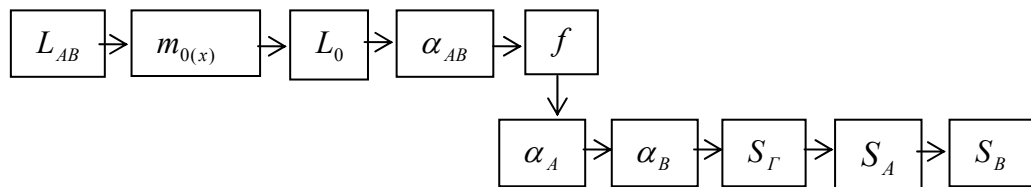


Рис.12. Программа вычислений

Программирование было проведено для двух вариантов исполнения цепного рабочего органа:

Вариант I: многоковшовый цепной рабочий орган универсальной плавучей машины УПМ-2, который является базовой машиной для модернизации и имеет четырехгранный ведущий барабан и шестигранный ведомый (направляющий) барабан;

Вариант II: многоковшовый цепной рабочий орган модернизированного мелиоративного земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10), который, по нашим рекомендациям имеет ведущий пятигранный и ведомый (направляющий) восьмигранный барабаны.

Постоянные параметры, по которым были проведены расчеты, приведены в таблице 1.

Расчеты были проведены по программе АЛГОЛ-БЭСМ 6.

На рис. 13, 14, 15 и 16 показаны зависимости провесов и натяжений от угла поворота ведущего барабана УПМ-2 и МЗ-1Б.

Таблица 1

Постоянные параметры

№	Параметр	Размерность	УПМ-2	МЗ-1Б (МЗ-10)
1	t_y	м	0,32	0,32
2	z_1	-	4	5
3	z_2	-	6	8
4	L_0	м	4,94	5,385
5	φ_1	град	90^0	72^0

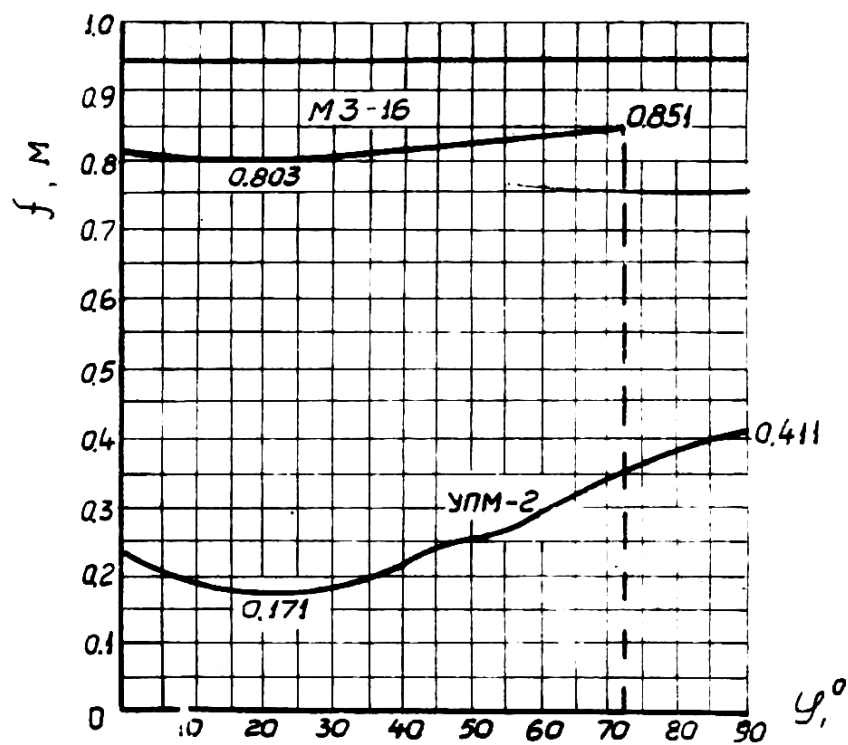


Рис. 13. Графики провесов цепи.

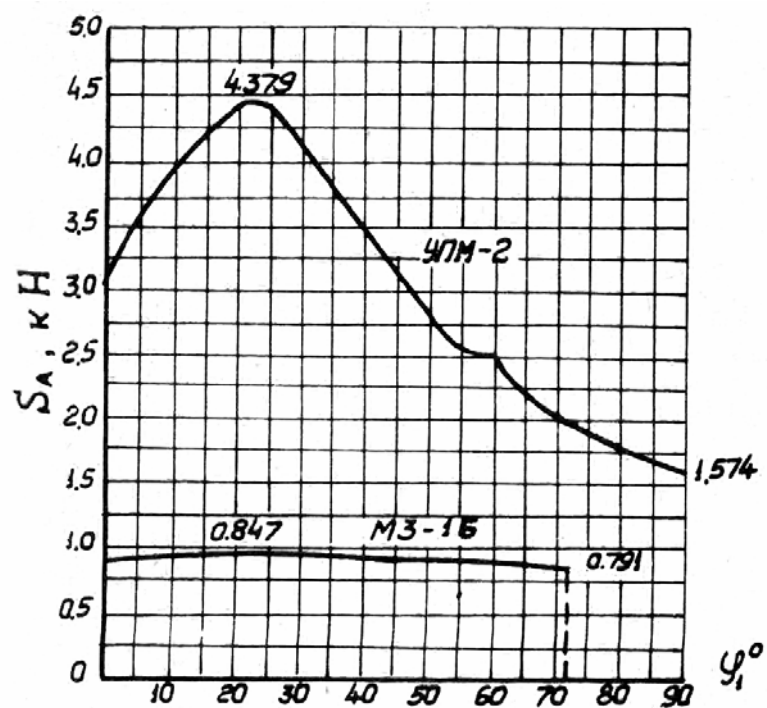


Рис. 14. Графики натяжений цепи в точке А

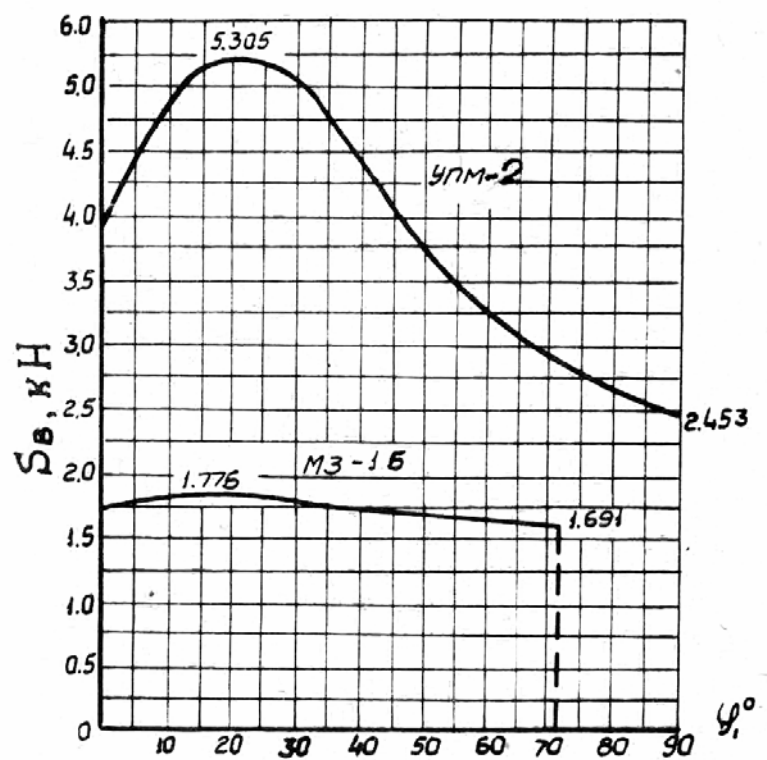


Рис. 15. Графики натяжений цепи в точке В

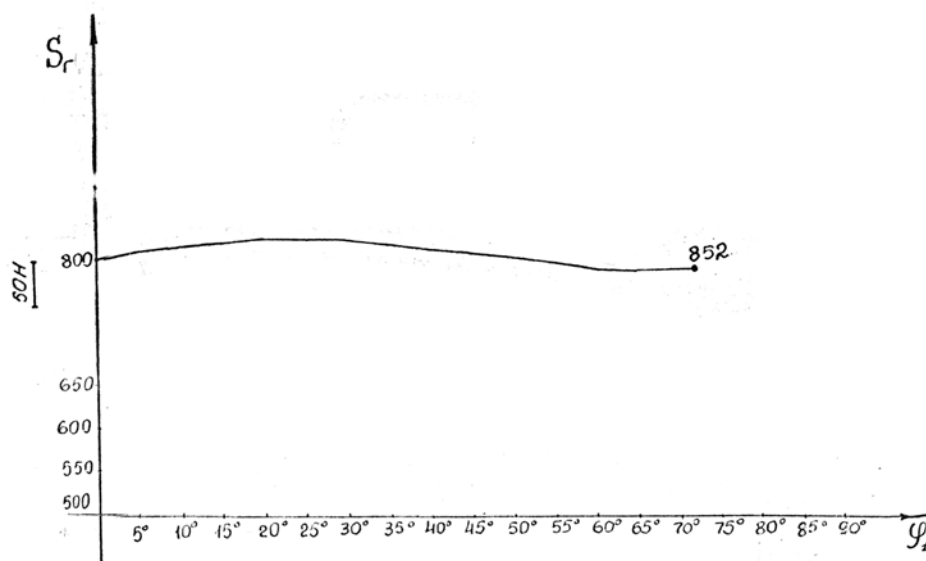


Рис. 16. График горизонтального натяжения цепи МЗ-1 Б.

Анализ графиков показывает, что амплитуды циклов колебаний провесов и натяжений существенно снижены для цепного рабочего органа модернизированного мелиоративного земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10) по сравнению с УПМ-2.

Минимальные и максимальные значения провесов:

I Вариант (УПМ-2)

$$f_{\min}^I = 0,170 \text{ м}; \quad f_{\max}^I = 0,411 \text{ м.}$$

II Вариант (МЗ-1Б, МЗ-10)

$$f_{\min}^{II} = 0,803 \text{ м}; \quad f_{\max}^{II} = 0,851 \text{ м.}$$

Амплитуда цикла провеса составляет

$$f_a^I = \frac{f_{\max}^I - f_{\min}^I}{2} = 0,241 \text{ м};$$

$$f_a^{II} = \frac{f_{\max}^{II} - f_{\min}^{II}}{2} = 0,024 \text{ м};$$

Следствием стабильного провеса цепи является (с минимальной амплитудой) изменение ее натяжения в минимальных пределах в точках подвеса А и В для II варианта.

Точка А

$$S_{A\min}^I = 1,57 \text{ кН}; \quad S_{A\max}^I = 4,379 \text{ кН};$$

$$S_{A\min}^{\text{II}} = 0,791 \text{ кН}; \quad S_{A\max}^{\text{II}} = 0,847 \text{ кН};$$

Амплитуда цикла натяжения в точке А:

$$S_{Aa}^{\text{I}} = 1,402 \text{ кН}; \quad S_{Aa}^{\text{II}} = 0,028 \text{ кН};$$

Минимальные и максимальные натяжения цепи в точке „В”

$$S_{B\min}^{\text{I}} = 2,453 \text{ кН}; \quad S_{B\max}^{\text{I}} = 5,305 \text{ кН};$$

$$S_{B\min}^{\text{II}} = 1,691 \text{ кН}; \quad S_{B\max}^{\text{II}} = 1,776 \text{ кН};$$

Амплитуда цикла натяжения в точке В

$$S_{Ba}^{\text{I}} = 0,426 \text{ кН}; \quad S_{Ba}^{\text{II}} = 0,042 \text{ кН};$$

По результатам вышеприведенных расчетов можно заключить, что так как периоды и амплитуды изменения напряжений в деталях цепи полностью соответствуют периодам и амплитудам изменения действующих на них нагрузок, то детали многоковшового цепного рабочего органа модернизированного по рекомендованным нами параметрам мелиоративного земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10) работают в более благоприятных условиях [30].

Для определения натяжения цепи на разных участках, выбираем несколько характерных точек, расположенных на цепи. Такими являются, показанные на рис. 10 следующие точки:

C – точка набегания ведущей рабочей ветви цепи на ведущий барабан;

D, E – точки контакта рабочей ветви цепи с направляющими роульсами;

K – точка сбегания рабочей ветви цепи с ведомого (направляющего) барабана;

A и *B* – точки нижнего и верхнего подвеса цепи.

Натяжения определяем при работе цепного рабочего органа, т.е. при передаче окружного усилия ведущим барабаном на цепь-через точку *C* (захват очередного звена). Обозначаем натяжение цепи при входе в „точку” через S^{I} и после выхода из этой же „точки” – через S^{II} с соответствующим индексом данной „точки”.

Точка „С”

$$S_c^{\text{I}} = F_t + S_B^0, \quad (43)$$

где F_t – окружное усилие на ведущем барабане;

S_B^0 – предварительное натяжение в точке верхнего подвеса цепи - „В”

$$S_c = S_c^l - W_c, \quad (44)$$

где W_c – сопротивление в шарнире цепи при перегибе в точке C , Н.

$$W_c = S_c^l \mu \frac{\pi d_n}{z_1 t_y}, \quad (45)$$

где μ – коэффициент трения стали о сталь ($\mu = 0,2$);

d_n – диаметр соединительного пальца звена цепи;

t_y – шаг цепи;

z_1 – число граней ведущего барабана.

Точка: „D”

$$S_D^l = S_c - W_{CD}, \quad (46)$$

где W_{CD} – сопротивление от наклонного участка CD .

$$W_{CD} = g_{y+zp} H_{CD}, \quad (47)$$

где H_{CD} – разность высот точек C и D ;

g_{y+zp} – сила тяжести 1 м ковшовой цепи с грунтом.

$$S_D = S_D^l - W_D, \quad (48)$$

где W_D – сопротивление от перегиба цепи на направляющих роульсах D и трения в роликах, Н.

$$W_D = \frac{d}{D} (N_1 + N_2) \mu, \quad (49)$$

где d – диаметр ролика, м;

D – диаметр роульса, м;

μ – коэффициент трения в ролике.

$$N_1 = 2S_D^l \cos \beta, \quad (50)$$

где β – угол перегиба цепи на роульсе.

$$N_2 = \left(\frac{CD}{2} + \frac{DE}{2} \right) g_{y+zp} \cos \gamma, \quad (51)$$

где CD и DE – соответственно, длины этих участков, м.;

γ – угол установки роульса.

Точка „E”

$$S_E^l = S_D - W_{DE}, \quad (52)$$

где W_{DE} – сопротивление от наклонного участка DE.

$$W_{DE} = g_{u+zp} H_{DE}, \quad (53)$$

где H_{DE} – разность высот в точке Д и Е.

$$S_E = S_E^l - W_E, \quad (54)$$

где W_E – сопротивление от перегиба цепи на направляющем роульсе Е и трения в роликах, Н.

Аналогично предыдущему

$$W_E = \frac{d}{D} (N_1 - N_2) \mu; \quad (55)$$

$$N_1 = 2S_E^l \cos \beta; \quad (56)$$

$$N_2 = \left(\frac{CE}{2} + \frac{EK}{2} \right) g_{u+zp} \cos \gamma. \quad (57)$$

Точка „К”

$$S_k = S_E - W_{KE}, \quad (58)$$

где W_{KE} – сопротивление от наклонного участка KE.

$$W_{KE} = g_{u+zp} H_{KE}, \quad (59)$$

где H_{KE} – сопротивление в шарнирах при перегибе в точке К, Н.

Аналогично вышеприведенного

$$W_K = S_K^l \mu \frac{d_n \pi}{z_2 t_u}, \quad (60)$$

Точка „А”

$$S_A^l = S_K - W_{KA} - W_{кон}, \quad (61)$$

где W_{KA} – сопротивление от перегиба (огибания) цепи на направляющем (ведомом) барабане, Н;

$W_{кон}$ – сопротивление копанию, Н.

Ориентировочно определяем сопротивление копанию

$$W_{кон} = K_1 \frac{Q_{mex}}{3600 v_u} \quad (62)$$

$$W_{KA} = \frac{D_z}{2} f^l g_{u+zp}, \quad (63)$$

где K_1 – удельное сопротивление копанию, Н/м²;

g_{y+zp} – сила тяжести 1 м грузенной цепи, Н;

Q_{mex} – техническая прозводительность земснаряда, м/ч;

D_z – диаметр ведомого барабана, м;

v_y – скорость движения цепи, м/с;

f^l – коэффициент трения скольжения в ступице ролика

$$S_A = S_A^l - W_A \quad (64)$$

$$W_A = S_A^l \mu \frac{d_n \pi}{z_2 t_y}, \quad (65)$$

где z_2 – число граней ведомого (направляющего) барабана.

Точка B''

$$S_B^l = S_A - W_{AB}, \quad (66)$$

где W_{AB} – сопротивление наклонного участка АВ.

$$W_{AB} = g_y H_{AB}, \quad (67)$$

$$S_B = S_B^l - W_B, \quad (68)$$

где g_y – сила тяжести свободно повисающей части цепи с ковшами (между точками подвеса А и В);

H_{AB} – разность высот точек подвеса цепи;

W_B – сопротивление в шарнире цепи при перегибе в точке В (аналогично предыдущего).

$$W_B = S_B^l \mu \frac{d_n \pi}{z_1 t_y}. \quad (69)$$

По приведенной методике определения натяжений на разных участках цепи проведены расчеты этих натяжений. Анализ расчетов показывает, что наиболее стабильные их значения имеют место в цепном рабочем органе МЗ-1Б (МЗ-10).

Для определения динамического натяжения от неравномерности движения цепи воспользуемся схемой, показанной на рис. 17.

Как известно, скорость движения тяговой цепи в зависимости от углового перемещения φ определяется выражением (рис.)

$$v_y^{\min} = v_y^{//} = \varpi_1 R_1 \cos \varphi \quad (70)$$

где R_1 – радиус начальной окружности ведущего барабана;

φ – текущий угол поворота ведущего барабана;

ϖ_1 – угловая скорость вращения ведущего барабана.

Назовем время поворота ведущего барабана на центральный угол φ_1 периодом зацепления T_1 . Значения φ , соответствующие первому полупериоду зацепления, будем считать положительными, соответствующие второму – отрицательными.

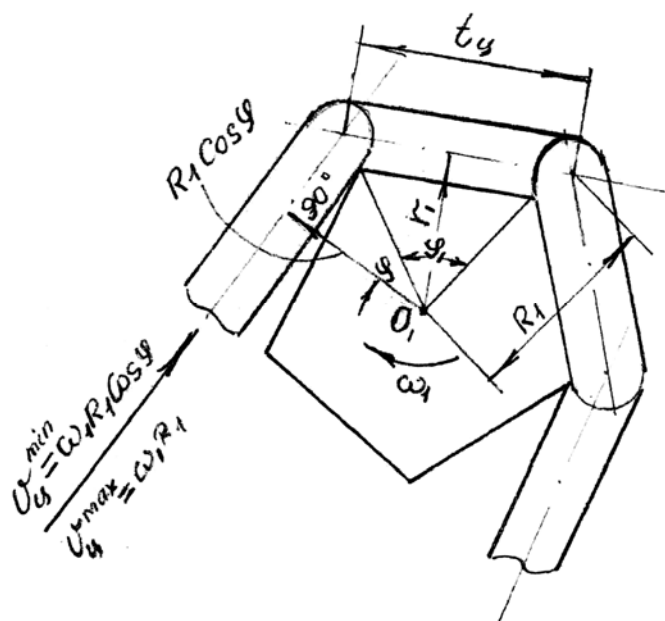


Рис. 17. Схема к определению скорости цепи

Выбираем начало отсчета времени с момента захвата ребром барабана очередного шарнира (момент зацепления).

При $\varpi_1 = const$, получим

$$\varphi_1 = \varpi_1 \left(\frac{T_1}{2} - t \right) \quad (71)$$

где t – время поворота.

Следовательно, скорость набегания цепи на ведущий барабан

$$v_y'' = \varpi_1 R_1 \cos \varpi_1 \left(\frac{T_1}{2} - t \right). \quad (72)$$

Из уравнения (71) при $t = 0$,

$$\varphi_0 = \frac{\varphi_1}{2} = \varpi_1 \frac{T_1}{2}. \quad (73)$$

В свою очередь

$$\frac{\varphi_1}{2} = \frac{\pi}{z_1}, \quad (74)$$

где z_1 – число граней ведущего барабана.

Следовательно

$$\frac{\pi}{z_1} = \varpi_1 T_1 / 2 \quad (75)$$

и
$$T_1 = \frac{2\pi}{\varpi_1 z_1}. \quad (76)$$

Дифференцируя уравнение (72), получим ускорение цепи

$$j' = \varpi_1^2 R_1 \sin \varpi_1 \left(\frac{T_1}{2} - t \right) = \varpi_1^2 R_1 \left(\sin \varpi_1 \frac{T_1}{2} \cos \varpi_1 t - \cos \varpi_1 \frac{T_1}{2} \sin \varpi_1 t \right). \quad (77)$$

При выводе этих формул допускаем, что угловая скорость ведущего барабана является постоянной и цепь при набегании на ведущий барабан перемещается поступательно.

Интегрируя формулу (77), получим значение перемещения цепи. При отсчете перемещения с момента зацепления

$$u_0 = R_1 \left[\sin \varpi_1 \frac{T_1}{2} - \sin \varpi_1 \left(\frac{T_1}{2} - t \right) \right]. \quad (78)$$

Таким образом, кинематические параметры ковшовой цепи являются функциями не только времени, но и положения сечения.

Рассмотрим изменение кинематических параметров цепного рабочего органа в двух исполнениях:

I. Цепной рабочий орган УПМ-2 с четырехгранным ведущим и шестигранным ведомым барабанами;

II. Цепной рабочий орган модернизированного мелиоративного земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10) с пятигранным ведущим и восьмигранным ведомым барабанами.

Поворот ведущего барабана на полный центральный угол осуществим с интервалами $\varphi_1/6$, т.е. будем иметь шесть положений. три в первом полупериоде с положительными „ φ “, и три – во втором полупериоде с отрицательным „ φ “.

Расчеты проводим по следующим формулам:

Угловая скорость ведущего барабана, (рад/с)

$$\varpi_1 = \frac{\pi n_1}{30}, \quad (79)$$

где n_1 – частота вращения ведущего барабана, мин⁻¹.

Из уравнения

$$t = \frac{(\varpi_1 T_1 / 2) - \varphi}{\varpi_1}. \quad (80)$$

Скорость подъема цепи вверх, (м/с)

$$v_u^{\perp} = \varpi_1 R_1 \sin \varphi. \quad (81)$$

Действительная скорость набегания цепи на ведущий барабан, (м/с)

$$v_u^{\parallel} = \varpi_1 R_1 \cos \varphi. \quad (82)$$

Вынужденные колебания скорости поступательного (линейного) движения ковшовой цепи можно охарактеризовать коэффициентом неравномерности δ , устанавливающим долю наибольшего изменения скорости от ее среднего значения

$$\delta = \frac{v_u^{\max} - v_u^{\min}}{v_u^{cp}}. \quad (83)$$

В свою очередь, коэффициент неравномерности скорости можно определить по формуле [12]

$$\delta = \frac{\pi}{z_1} \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{z_1}. \quad (84)$$

Поочередный сход звеньев с граней ведущего барабана вызывает такие же закономерные периодические изменения (колебания) скорости и ускорения сбегавшей ветви цепи, как набегающей.

При постоянной угловой скорости ведущего барабана угловая скорость ведомого барабана ϖ_2 является переменной величиной. Ведомый барабан получает вращение от неравномерно движущей цепи. Периодическое изменение скорости набегания звеньев вызывает добавочные динамические нагрузки на цепь.

Максимальное ускорение цепи, (м/с²)

$$j_{\max}^{\perp} = \pm \frac{n_1^2 t_u}{180}. \quad (85)$$

Угловая скорость ведомого барабана, (рад/с)

$$\varpi_2 = \frac{v_u^{\parallel}}{R_2 \cos \varphi} . \quad (86)$$

Дифференцируя скорость по времени, можно определить ускорение

$$j^{\parallel} = \frac{dv_u^{\parallel}}{dt} = \frac{dv_u \cos \varphi}{dt} = \frac{d\varpi_1 R_1 \cos \varphi}{dt} = -\varpi_1 R_1 \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = -\varpi_1^2 R_1 \sin \varphi . \quad (87)$$

Максимальное ускорение ведомого барабана

$$j_{\max}^{\parallel} = \pm \frac{\pi^2 n_1^2}{900} \lambda , \quad (88)$$

где
$$\lambda = \frac{\pi}{z_2} .$$

При неравномерном вращении ведомого барабана и всех связанных с ней масс на цепь, кроме полезной нагрузки (натяжения) будет действовать еще и дополнительная динамическая нагрузка.

Вращающий инерционный момент, возникающий при неравномерном вращении ведомого барабана

$$M_u = j_{\max}^{\parallel} J_2 , \quad (89)$$

где $j_{\max}^{\parallel}$ – угловое ускорение ведомого барабана, рад/с²,

J_2 – момент инерции ведомого барабана и всех связанных с ней вращающихся масс в кг.м².

Инерционный момент может быть как положительным, так и отрицательным. Действие его вызывает в цепи дополнительную нагрузку (натяжение)

$$S_o^{\parallel} = \frac{M_u}{R_2} = \frac{j_{\max}^{\parallel} J_2}{R_2} . \quad (90)$$

Вследствие неравномерности движения самой цепи в ней возникает другая динамическая нагрузка (от силы инерции)

$$S_o^{\parallel} = M_y^p j_{\max}^{\parallel} \quad (91)$$

где M_y^p – масса рабочей ветви цепи с ковшами и грунтом в кг;

$j_{\max}^{\parallel}$ – максимальное ускорение цепи, м/с².

Момент инерции ведомого барабана и всех связанных с ним вращающихся масс

$$J_2 = M_2 D_2^2 / 6 , \quad (92)$$

где M_2 – масса ведомого барабана с цепью, ковшами и грунтом, находящихся на ведомом барабане;

D_2 – диаметр ведомого барабана.

По вышеприведенным формулам проводим соответствующие расчеты и результаты вносим в таблицы 2 и 3.

Анализ таблиц 2 и 3 показывает, что несмотря на увеличение скорости движения цепи для земснаряда МЗ-1Б по сравнению с УПМ-2, коэффициент неравномерности скорости цепи уменьшился до 0,25, что обусловлено применением рационального сочетания чисел граней 5 ведущего и 8 ведомого барабанов вместо 4 и 6 соответственно.

Формула Гомфштенгеля Г. для определения динамических натяжений в цепи от неравномерности ее движения базируется на следующих предположениях [31]:

- 1) Натяжение цепи в точке сбегания ее с ведущего барабана равно нулю;
- 2) Собственные колебания цепи на величину динамического натяжения не влияют;
- 3) цепь принимается за абсолютно твердое тело, а скорость распространения упругих возмущений в цепи равна бесконечности.

Следствием того, что принятые допущения весьма далеки от реальных условий работы цепного рабочего органа, является несостоятельность формулы Гомфштенгеля, которая дает более или менее правильные результаты лишь для очень коротких цепных рабочих органов.

Поэтому, как считает проф. Картвелишвили Ю.Л., более надежным следует считать использование экспериментальных данных, накопленных в этой области [27].

Так, при восьмигранных ведущих барабанах, например, и шаге цепи $t_y = 180...200$ мм при скорости движения цепи $v_w = 1,0...1,2$ м/с

$$S_o = (1,2...1,25)S_1. \quad (93)$$

Расхождение наших результатов расчета с вышеприведенным можно отнести к тому, что скорость движения цепи в исследуемых нами рабочих цепях в 2-раза меньше.

Таблица 2

Результаты расчета скоростей и ускорений цепи

I вариант – УПМ-2; II вариант – МЗ-1Б (МЗ-10)

Параметры	φ^0		φ^{pad}		$\varpi_1, рад/с$		$T_1, с$		$t, с$		$v_y, м/с$		$v_y^{\perp}, м/с$		$v_y^{\parallel}, м./с$		$j_{\max}^{\perp}, м/с^2$		$j_{\max}^{\parallel}, рад/с^2$	
полож/вариант	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
I	90	72	1,58	1,264	2,092	2,616	0,75	0,48	- 0,38	- 0,243	0,472	0,602	0,472	0,57	0	0,176	0,71	1,11	2,291	2,684
II	75	60	1,325	1,05					- 0,258	- 0,161			0,456	0,52	0,122	0,285				
III	60	48	1,05	0,842					- 0,127	- 0,082			0,408	0,446	0,236	0,38				
IV	45	36	0,7	0,631					0,084	- 0,0013			0,333	0,35	0,333	0,46				
V	30	24	0,526	0,421					0,123	0,08			0,236	0,24	0,408	0,52				
VI	15	12	0,263	0,21					0,249	0,159			0,122	0,124	0,456	0,557				

Таблица 3

Результаты расчета полной динамической нагрузки от неравномерности движения цепи

Обозн.	Наименование параметра	Формула для определения	Разм.	I УПМ-2	II МЗ-1Б
δ	Коэффициент неравномерности движения (скорости) цепи	$\delta = \frac{\pi}{z_1} \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{z_1}$		0,325	0,25
λ		π / z_2		0,523	0,392
φ_1	Центральный угол ведущего барабана	$360 / z_1$	град	90°	72°
M_2	Масса ведомого барабана с цепью и грунтом	-	кг	153	204
R_2 / D_2	Радиус Диаметр ведомого барабана		м	0,32/ 0,64	0,418/0,836
J_2	Момент инерции ведомого барабана с цепью и грунтом	$\frac{M_2 D_2^2}{6}$	кг.м ²	10,4	23,2
$M_{\text{ц}}^p$	Масса рабочей ветви цепи с грунтом	-	кг	336	357
S_θ^I	Динамическое натяжение цепи от неравномерности вращения ведомого барабана	$j_{\max}^I J_2 / R_2$	н	744,5	1490
S_θ^{II}	Динамическое натяжение цепи от неравномерности движения самой цепи с грунтом	$M_{\text{ц}}^p j_{\max}^I$	н	238,5	396,3
S_θ	Полная динамическая нагрузка от неравномерности движения цепи	$S_\theta^I + S_\theta^{II}$	н	983	1886,3

Так как грань ведущего барабана и звено набегающей на барабан цепи движутся навстречу один к другому с определенными скоростями, то при их встрече происходит удар. Эти удары разрушающе действуют на цепь и ее детали и являются причиной того специфического шума, которым сопровождается работа тяговой цепи.

На силу удара большое влияние оказывает скорость, с которой соударятся шарниры цепи и грани барабана, а также форма и упругие свойства соударяющихся тел.

Так как увеличение производительности модернизированного земснаряда достигнуто увеличением скорости движения ковшовой цепи, сила удара несколько увеличится.

Сила удара и его последствия зависят от величины живой силы, теряемой при ударе и она определяется по формуле [32]

$$F_{y\partial} = \frac{k_0 g_{u+cp} \varepsilon^2 n_1^2 t_u}{1800}, H, \quad (94)$$

где k_0 – коэффициент, которым учитывается влияние длины и натяжения цепи,

$$k_0 = 0,9;$$

g_{u+cp} – сила тяжести звена цепи с ковшом и грунтом, $g_{u+cp} = 210 H$;

ε – коэффициент скорости удара, которым учитывается влияние формы граней и их числа, $\varepsilon = 0,8$;

t_u – шаг цепи, $t_u = 0,32$;

n_1 – частота вращения ведущего барабана, $n_1 = 25 \text{ мин}^{-1}$.

$$F_{y\partial} = 43, H.$$

Таким образом, можно согласиться с Успенским В.П., что при набегании ковша на грань ведущего барабана сила удара ковша не вызовет заметных дополнительных усилий и моментов в элементах привода цепи и в самой цепи. Поэтому, при определении результирующего натяжения цепи этот фактор исключается.

По - видимому, частота ударов шарниров цепи о грани барабана сильно влияет на работоспособность деталей соединения звеньев.

Период ударов между двумя ударами одного и того же шарнира о грани барабана равен продолжительности одного оборота цепи

$$T = \frac{60m}{z_1 n_1}, c, \quad (95)$$

где m – число всех звеньев в цепи, $m = 41$;

z_1 – число граней ведущего барабана, $z_1 = 5$;

n_1 – частота вращения ведущего барабана, $n_1 = 25 \text{ мин}^{-1}$.

$$T = 19,7, c.$$

Общее результирующее натяжение рабочей цепи многоковшового цепного рабочего органа для свободнопровисающих ковшовых цепей [27]

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4, \quad (96)$$

где S_1 – натяжение цепи от крутящего момента, развиваемого двигателем привода;

S_2 – натяжение цепи от собственной силы тяжести цепи и ковшей (предварительное натяжение);

S_3 – динамическая составляющая натяжения от неравномерности скорости движения цепи и ударов звеньев при набегании на грань ведущего барабана;

S_4 – динамическое натяжение в цепи от встречи ковша с непреодолимым препятствием.

Натяжение от крутящего момента можно определить по известной формуле

$$S_1 = F_t = \frac{M_{\text{дв}} u}{R_1}, \quad (97)$$

где F_t – окружное усилие на ведущем барабане;

$M_{\text{дв}}$ – момент, развиваемый двигателем;

u – передаточное отношение трансмиссии от вала двигателя до главного ведущего вала цепного рабочего органа;

R_1 – радиус начальной окружности ведущего барабана.

Для свободно провисающей ковшовой цепи натяжение от ее собственной силы тяжести S_2 принято определять с учетом наклона ковшовой рамы [27].

Мы уже доказали, что это натяжение надо определять с учетом положения точек подвеса цепи, расстояния между ними и угла наклона соединяющей их линии. Поэтому в общую формулу натяжения цепи надо учесть максимальное его значение ($S_{B \max}^0$).

Третья составляющая натяжения S_3 является динамической, тоже переменного значения. Нами уже определено его значение (S_d), правда без учета ударов звеньев о грани барабана, что, по нашим расчетам, является малым и можно не учитывать.

Что касается дополнительного натяжения цепи при повороте ковша при встрече с препятствием (нецентральное приложение нагрузки), то по словам Успенского В.П., его аналитическое определение весьма трудоемко и предлагает эмпирическую формулу [21].

Данная формула пригодна для конкретного исследования, о чем мы уже писали в обзоре литературы.

Учет влияния данного дополнительного натяжения мы рассматриваем в следующем разделе данной работы.

В состоянии покоя ветви ковшовой цепи у барабана испытывают одинаковые натяжения. При действии привода цепного рабочего органа окружное усилие на ведущем барабане обеспечивает разницу натяжений рабочей и холостой ветвей цепи.

Значительное возрастание сопротивления при грунтозаборе сопровождается одновременным снижением скорости ковшовой цепи, повышением крутящего момента и окружного усилия ведущего барабана.

Подобные изменения режима происходят в соответствии с внешней характеристикой двигателя привода ковшовой цепи.

В период реализации резерва крутящего момента и окружного усилия может наступить такое предельное состояние, при котором звенья, играющие роль неравноплечих рычагов, лишаются опоры на грани, получают опоры на ребра и проскользывая, опрокидываются через эти ребра [12].

В процессе такого опрокидывания происходит соответствующее подтягивание провисающей части цепи, а затем ее подение, сопровождающееся ударами звеньев о грани барабана.

Проворачивание вызывает в цепи прогрессивное ухудшение технического состояния зацепления и может привести к аварийным случаям или обусловить неизбежность снижения производительных характеристик снаряда.

Удельное давление между поверхностями грани и звена неравномерно в соответствии с принципом действия зацепления.

Возрастание интенсивности взаимодействия упомянутых поверхностей противоположно направлению приложения крутящего момента. Тем самым обуславливается соответствующее неравномерное изнашивание поверхностей по длине грани и звена.

Повышенный износ и деформацию получают грани барабана, поскольку число звеньев в цепи значительно превышает число граней на барабане. Число взаимодействий каждой грани со звеньями тем больше, чем значительнее соотношение общего числа звеньев цепи к числу граней барабана.

В случае четырехгранного ведущего барабана, как показали наши исследования, в двух случаях из шести барабан занимает такое положение, когда только одно звено цепи находится на грани барабана, провисание цепи на

участке между верхним роульсом и точкой набегания звена на барабан резко уменьшается и соответственно, растет натяжение цепи.

При пятигранном ведущем барабане во всех случаях из шести исследуемых положений тяговыми являются две грани барабана. Изменение формы и числа граней ведущего барабана и звеньев цепи вызывает смещение точек опоры так, что уменьшается разница в плечах действующего рычага, а следовательно, снижается разница натяжений ветвей цепи и уменьшается восприятие окружного усилия цепью от барабана. Износ втулок и пальцев в соединениях звеньев приводит к тем же последствиям [33,34].

С целью усиления взаимодействия граней и звеньев, и передачи относительно большого окружного усилия без проворачивания барабана, в цепи наблюдаются редкие случаи применения конструкции с выступами на соприкасающихся поверхностях деталей.

Подобные конструкции на земснарядах, выпускаемых Потийским заводом гидромеханизации не применялись. Поэтому, можно рекомендовать аналогичное конструктивное решение зацепления на модернизированном земснаряде.

2.1.2. Конструктивный анализ и усовершенствование узла натяжного барабана

Основным недостатком многоковшового цепного грунторазрабатывающего рабочего органа рассматриваемых нами мелиоративных земснарядов УПМ-2 и МЗ-1 Б (МЗ-10) является опасность разрыва цепи в случае встречи одного из ковшей с непреодолимым препятствием.

Возможность разрыва цепи усугубляется тем, что подшипники оси направляющего (ведомого) барабана не обеспечивают равномерного распределения натяжения на обе ветви тяговой цепи в случаях асимметричного действия реакции препятствия на застопоренный ковш рабочего органа.

Попытки предохранить тяговые цепи от перенапряжений заставили конструкторов осуществить подпружинивание подшипников оси направляющего (ведомого) барабана [51].

На рис.18 показан узел установки натяжного направляющего барабана цепного рабочего органа многоковшового экскаватора. Как видно из рис.18 ось

1 барабана 2 закреплена в ползуне 3, который имеет возможность перемещаться в направляющих 4, воспринимающих упругую силу деформированных пружин 5 через регулировочный винт 6 [5].

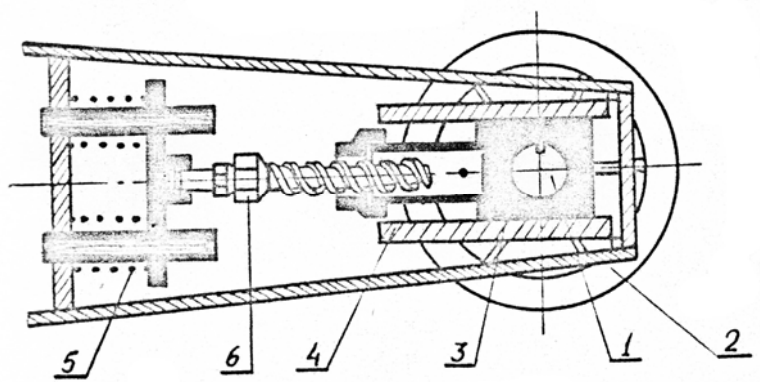


Рис. 18. Установка натяжного барабана рабочего органа цепного многоковшового экскаватора.

Хотя в этом случае при стопорении ковша упомянутая пружина, связывающая подшипники с нижним концом рамы снижает натяжение цепи, распределение его между ветвями оказывается неравномерным. Причем, одна из ветвей может испытать перегрузку до 30...35 % [27].

Таким образом, только установкой пружины нельзя решить вопрос о повышении надежности цепного грунторабатывающего рабочего органа.

Как уже отметили, пружины 5 несколько снижают натяжение в цепи, но они не исключают перераспределения натяжения между ветвями, а следовательно перенапряжения одной ветви за счет недогрузки второй. При этом возникает опасность разрыва перегруженной ветви, снижая надежность рабочего органа.

Одна из относительно частых и опасных аварий экскаваторов – обрыв ковшовой цепи. Обрыв одной ветви раньше чем сработает защита, обычно влечет разрыв второй ветви. В случае обрыва обеих ветвей вся длинная цепь с ковшами падает вниз, иногда повреждая конструкцию рамы и ковшей, вызывая тяжелые аварии с длительным простоем экскаватора [3].

Еще более длительные простои возникают в подобных случаях у используемых для подводной разработки грунтов мелиоративных земснарядов с цепным многоковшовым рабочим органом.

Преодолеть этот недостаток возможно, если цепной грунторабатывающий рабочий орган показанный на рис.19, включающий раму 1, ведущий 2 и

ведомый (направляющий) 3 барабаны снабдить подшипниками 6, причем ось нижнего барабана вращается в установленных на нижнем конце рамы и связанных с ней посредством пружин 5 подшипниках. Подшипники 6 снабжены вкладышами 7, внешняя поверхность которых в плоскости осей вращения барабанов 2 и 3 имеют выпуклую криволинейную поверхность [35, 36, 37].

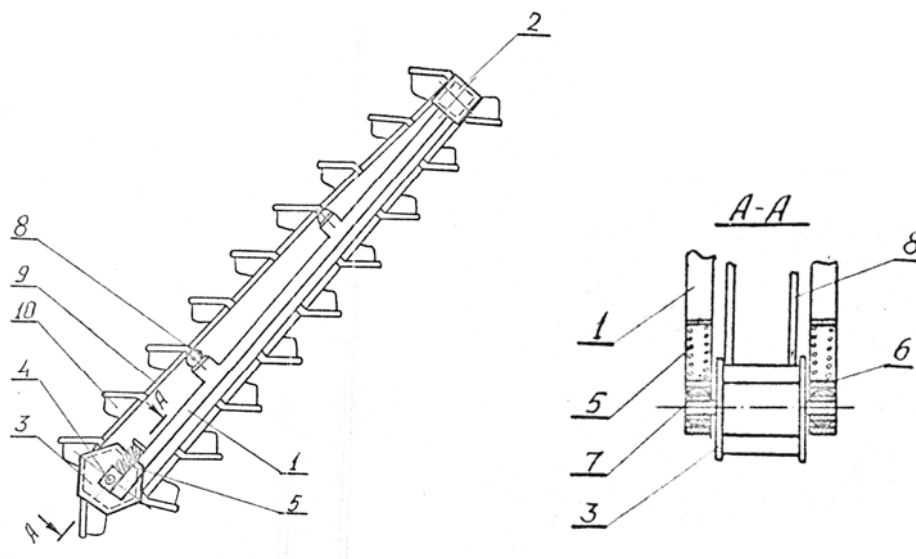


Рис. 19. Цепной грунтообрабатывающий рабочий орган с модернизированным узлом натяжного барабана.

При вращении установленного на верхнем конце рамы 1 ведущего барабана 2 приводится в движение огибающая его и поддерживаемая опорными роликами 8 двухрядная замкнутая цепь 9. Ковши 10, огибая направляющий (ведомый) барабан, производят копание грунта. При встрече одного из ковшей 10 с непреодолимым препятствием происходит его стопорение. При этом пружина 5 оказывает амортизирующее действие, снижая натяжение в цепи 9.

В случае неравномерного распределения натяжения между ветвями цепи (при асимметричном приложении нагрузки), когда в одной из ее ветвей натяжение увеличивается, благодаря криволинейной наружной поверхности вкладышей 7 подшипников 6, ось 4 направляющего барабана 3 под воздействием разности натяжений поворачивается относительно продольной оси рабочего органа, уравнивая натяжения между ветвями цепи 9.

Направляющий (ведомый) барабан 3 жестко, посредством сварки соединен с осью 4, которая имеет возможность свободно вращаться в подшипниках 6 благодаря наличию соответствующих зазоров между шейкой

оси 4 и внутренней цилиндрической поверхностью отверстия, образуемого вкладышами 7.

Как видно из рис. 20, поперечные перемещения направляющего барабана 3 исключаются, благодаря, с одной стороны, наличию буртиков 11 оси 4, находящихся между внутренними торцовыми поверхностями подшипников 6 и торцами барабана 3, с другой стороны буртамы 12. Причем между торцовыми поверхностями вкладышей 7 и буртиков 11, 12 имеются аксиальные зазоры (не показаны).

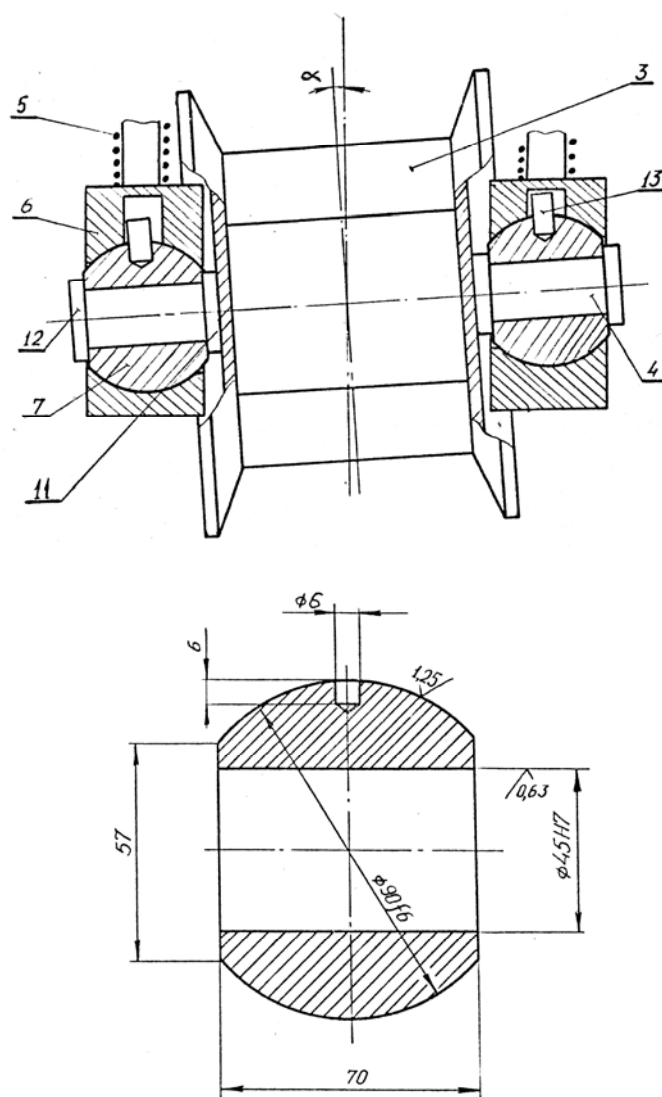


Рис. 20. Подшипники оси натяжного барабана с шаровыми вкладышами.

Фиксация вкладышей 7, предотвращающая их поворачивание вместе с барабаном 3 и смещение в поперечном направлении как при перекосах барабана, так и без перекосов может быть достигнута, в частности, посредством показанных на рис. 20, штифтов 13, связывающих вкладыши 7 с подшипниками

6 и не препятствующих в то же время их самоустановке в зависимости от натяжения ветвей цепи 9. Такое техническое решение известно в специальной литературе [2].

Так как барабан 3 является направляющим, крутящий момент, приводящий его во вращательное движение, передается набежавшими на барабан звеньями двухрядной замкнутой цепи 9, взаимодействующими с гранями барабана. Такая конструкция выполнена, в частности, на многоковшовом цепном рабочем органе земснарядов УПМ-1, УПМ-2, МЗ-1 Б(МЗ-10) производства Потийского завода гидромеханизации.

Регулирование натяжения замкнутой цепи 9 производится в двух ее ветвях посредством перемещения на одно и то же расстояние правого и левого пошипников 6 вместе с осью 4 и барабаном 3, что исключает возможность перекоса. Наличие буртов 11 и 12 не препятствует повороту оси вместе с барабаном 3. Указанные бурты 11 и 12 жестко связаны с осью 4 и изменяют свое положение относительно корпуса подшипника вместе с вкладышами 7.

Что касается штифтов 13, фиксирующих вкладыши 7, то они сидят в гнездах корпуса подшипника 6 с зазором, как это показано на рис.20, обеспечивающим оси 4 возможность поворота.

Поскольку перекося оси 4 с направляющим барабаном 3 в момент стопорения ковша носит кратковременный характер, он не может существенно влиять на односторонний износ элементов рабочего органа.

С устранением ассиметричной нагрузки восстанавливается, благодаря действию пружин 5, первоначальное неперекошенное положение оси 4. Непараллельность геометрических осей ведущего 2 и ведомого 3 барабанов и соответствующий перекося находящихся с последним в контакте звеньев цепи компенсируется за счет зазоров в шарнирах тяговой замкнутой двухрядной цепи 9 между отверстиями в звеньях и соединительными пальцами.

При перегрузке, например, правой ветви рабочей цепи 9 правый пошипник 6 перемещается вверх по направляющим вдоль рамы 1 дополнительно деформируя пружину 5, а левый подшипник 6 перемещается вниз, ослабляя деформацию левой пружины 5 (см рис.19). Центры правого и левого шаровых вкладышей 7 перемещаются соответственно из точек O_1 и O_2 в точки O_1^I и O_2^I показанной на рис. 21. При этом, как видно из схемы, представленной на

рисунке, геометрическая ось направляющего (ведомого, натяжного) барабана 3 перекашивается, поворачиваясь около центра O на угол α . Поворот ведомого барабана 3 и оси 4 приводит к повороту шаровых вкладышей 7 около геометрических центров O_1 и O_2 , расстояние между которыми становится равным $l/\cos \alpha > l$, где l – постоянное расстояние между направляющими подшипников 6 жесткой рамы 1 цепного рабочего органа. Это становится возможным за счет осевых зазоров Δ между наружными 12 и внутренними 11 буртами оси 4 и торцами шаровых вкладышей 7, как показано на рис. 21.

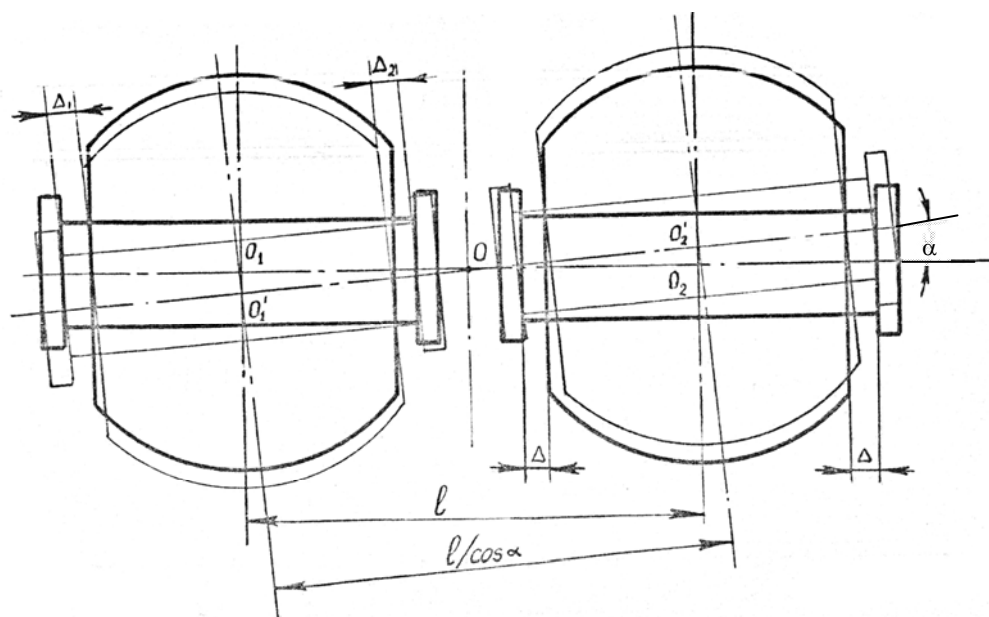


Рис. 21. Схема перекоса оси натяжного барабана.

В перекошенном положении за счет уменьшения зазора между наружным буртом 12 оси 4 и торцом вкладыша 7 ($\Delta_1 < \Delta$) увеличивается зазор между внутренним буртом 11 и торцом вкладыша 7 ($\Delta_2 > \Delta$), что компенсирует увеличение расстояния между центрами левого и правого вкладышей ($O_1 - O_2$).

При двухсторонней фиксации вала необходимо предусмотреть осевой зазор компенсации тепловых деформаций и колебаний осевых размеров вала и подшипника. В узлах, работавших при умеренных температурах, зазор принимают в пределах от 0,003 до 0,005 L , где L – длина подшипника [38].

Например, для цепного рабочего органа земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10) при длине подшипника оси ведомого барабана $L = 87$ мм зазор должен быть выдержан в пределах $\Delta = 0,26...0,435$ мм.

При необходимости, без ущерба работоспособности подшипников этот зазор может быть увеличен, что обеспечит большую их подвижность.

Как известно, землеройные машины могут испытывать динамические нагрузки, передающиеся от режущего органа на конструктивные узлы машин, причиной которых являются периодические или нерегулярные реакции со стороны грунта на режущий орган.

Динамические нагрузки проявляются при осуществлении машинами их рабочих движений. Каждому движению соответствует определенные усилия, необходимые для преодоления сопротивления грунта внедрению режущего органа и отделению стружки, для преодоления статических и инерционных сил, возникающих при неравномерном движении элементов рабочего органа, и для преодоления сил трения.

При расчете механической системы можно так подобрать параметры, чтобы уменьшить вероятность возникновения больших амплитуд колебаний. Правильным подбором параметров привода и параметров механической системы можно добиться также устранения резонансных явлений, которые являются наиболее опасными.

Известно, что снижения значимости динамических процессов можно добиться путем установки в соответствующих местах специальных предохранительных и регулировочных устройств, а также демпферов и гасителей колебаний [5].

Опыт эксплуатации грунтоерабатывающих машин с многоковшовым цепным рабочим органом показывает, что наибольшее число поломок рабочих органов происходит вследствие ударных нагрузок при встрече режущих элементов с твердыми включениями. Величина возникающей при внезапном стопорении рабочего органа машины динамической нагрузки определяется моментом, развиваемым на валу двигателя привода, и инерционной составляющей от вращающихся масс трансмиссии и движущихся частей рабочего органа машины или всей машины.

В последнее время в связи с повышением производительности грунтоерабатывающих машин непрерывного действия путем увеличения мощности двигателя, а также вследствие увеличения скорости резания грунта еще более возросла опасность поломок элементов рабочих органов или деталей трансмиссии при ударных нагрузках.

Это прямо касается проведенной нами модернизации универсальной плавучей машины УПМ-2, производительность которой увеличили за счет вышеизложенных мероприятий – увеличением скорости цепи и мощности двигателя. Завышение запаса прочности деталей и узлов экономически не выгодно. Ограничение динамических нагрузок может осуществляться за счет специальных предохранительных устройств вводимых в трансмиссию, электрическую схему или непосредственно в конструкцию рабочего органа машины.

Основными требованиями, предъявляемыми к предохранительным устройствам машин с многоковшовыми рабочими органами, являются:

- а) обеспечение мгновенного отсоединения двигателя и трансмиссии от рабочего органа при недопустимых перегрузках;
- б) возможность быстрого перевода устройства первоначальное положение после срабатывания;
- в) возможность регулирования величины задаваемого крутящего момента;
- г) простота и удобства эксплуатации и обслуживания.

Опыт эксплуатации многоковшовых грунторазрабатывающих машин подтверждает необходимость и целесообразность возможного приближения предохранительного устройства к рабочему органу.

Широкое распространение получили муфты предельного момента, размещение которых предпочтительнее в последних звеньях трансмиссии. Так, у цепных траншекопателей предохранительная муфта устанавливается на приводном валу ковшовой цепи.

На рис. 22 приведена классификация предохранительных устройств, применяемых на многоковшовых экскаваторах [5].

Время срабатывания вышеприведенных предохранительных устройств составляет около 0,2 с, поэтому детали и узлы трансмиссии не во всех случаях защищены от поломок.

В настоящее время применяются быстродействующие датчики и отключающие устройства со временем срабатывания 0,01...0,02 с, которые значительно повышают надежность машин.

Подобные устройства особенно нужны для машин, производящих разработку и перемещение грунта, поскольку в грунтах неизбежно попадают инородные, твердые включения, вызывающие стопорение, рабочего органа. Тем более они важны для машин, разрабатывающих грунт под водой.

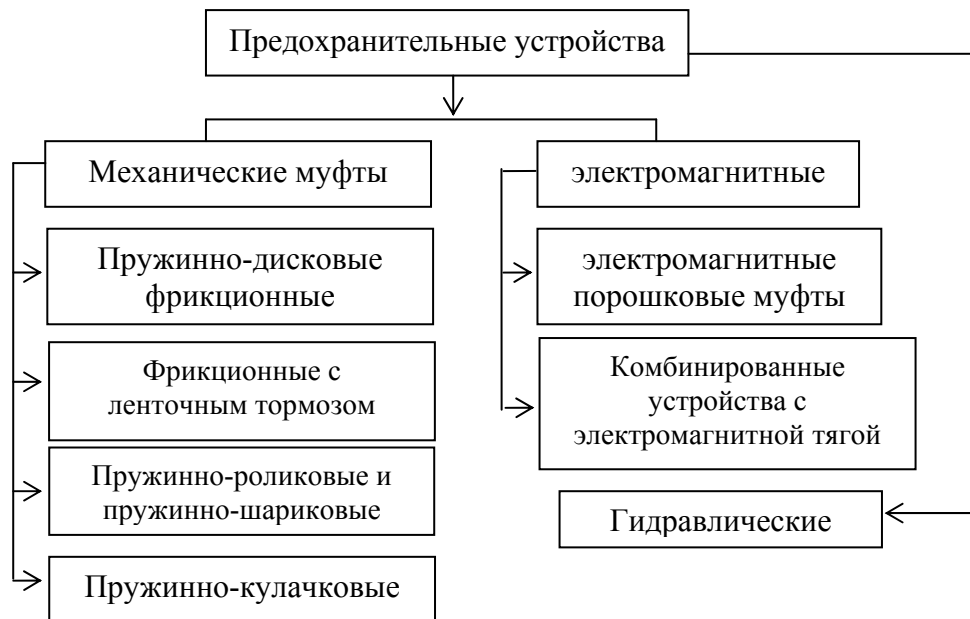


Рис. 22. Классификация предохранительных устройств

Системы с неравномерным установившимся движением даже при отсутствии внешних нагрузок могут испытывать ощутимые динамические нагрузки. Примером такой системы является цепной рабочий орган мелиоративного земснаряда. В них возникновение динамических воздействий обусловлено самим характером движения длиннозвенной цепи, где возникают колебания линейной скорости и характером разрабатываемой среды.

Снижение динамических усилий может быть достигнуто за счет уменьшения движущихся масс или скоростей их движения, а также путем снижения жесткости конструкции [39].

Так как массы движущихся элементов определяются необходимым запасом прочности, то уменьшение их возможно только за счет применения более качественных и легких материалов.

Снижение скоростей снижает производительность и поэтому неприемлемо. Снижение жесткости машин в ряде случаев оказывается эффективным.

Тип предохранительного устройства определяется исходя из имеющейся кинематической схемы машины с учетом удобства установки выбранного устройства.

Работая над разработкой предохранительного устройства для модернизированного земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10), мы задались целью приблизить

устройство к месту внезапного приложения динамической нагрузки, т.е. в той части рабочего органа, которая находится под водой и непосредственно принимает участие в черпании грунта.

С целью устранения вышеприведенных недостатков цепного рабочего органа земснаряда кафедрой „Строительных машин и механического оборудования” ГПИ предложена конструкция грунторазрабатывающего цепного рабочего органа, которая защищена авторским свидетельством на изобретение [37].

Исходные данные для расчета опорного узла натяжного барабана согласованы (с немногим изменением) ОКБ ВНИИГиМ-а (г.Москва) для модернизированного земснаряда МЗ-1Б (МЗ-10). Эти изменения существенно не отражаются на результаты, полученных для дальнейших расчетов и исследований.

Сила тяжести натяжного (ведомого) барабана $F_{g\delta} = 1200 \text{ Н}$.

Сила тяжести рабочей ветви ковшовой цепи, лежащей на натяжном барабане $F_{\delta} = 950 \text{ Н}$.

Сила натяжения холостой ветви ковшовой цепи $S_x = 2680 \text{ Н}$.

Усилие в рабочей ветви ковшовой цепи на нижнем барабане $S_p^I = 12580 \text{ Н}$.

Усилие на режущей кромке ковша $F_k = 6090 \text{ Н}$.

Боковое усилие на черпаке $N = 3060 \text{ Н}$.

Диаметр оси (конструктивно) $d_0 = 50 \text{ мм}$.

Материал оси – Сталь 45 (Гост 1950-74); допускаемые напряжение на изгиб $\sigma_p = 200 \text{ МПа}$; $\sigma_m = 360 \text{ МПа}$; $\sigma_b = 610 \text{ МПа}$; $HB = 207$.

Материал подшипников: резина, твердая, вулканизированная с допускаемым средним давлением до 5 Н/мм^2 [40, 41].

Диаметр и длина подшипников $d_n = 60 \text{ мм}$; $D_n = 95 \text{ мм}$. $l_n = 80 \text{ мм}$.

Угол возможного поворота оси натяжного барабана конструктивно назначаем 14° .

Расчетная схема и эпюры изгибающих моментов для оси натяжного (ведомого) барабана представлены на рис.23.

Опорные реакции барабана

$$R_{\delta 1z} = \frac{(F_{g\delta} + F_{gp} - F_{\delta} + F_k \cos 14^\circ - S_p^{\perp} \sin 14^\circ) 1,17 + T 6,5 \sin 14^\circ}{2,34} = 4920 H; \quad (98)$$

$$R_{\delta 1z} = 4920 H;$$

$$R_{\delta 2z} = -F_{g\delta} - F_{gp} + F_{\delta} - F_k \cos 14^\circ + S_p^{\perp} \sin 14^\circ + R_{\delta 1z} = 500 H; \quad (99)$$

$$R_{\delta 2z} = 500 H;$$

$$R_{\delta 1y} = \frac{6,5T \cos 14^\circ - (S_x + S_p^{\perp} \cos 14^\circ + F_k \sin 14^\circ) 1,17}{2,34} = 2680 H; \quad (100)$$

$$R_{\delta 1y} = 2680 H$$

$$R_{\delta 2y} = R_{\delta 1y} + S_x + S_p^{\perp} \cos 14^\circ + F_k \sin 14^\circ = 1940 H. \quad (101)$$

$$R_{b2y} = 1940 H.$$

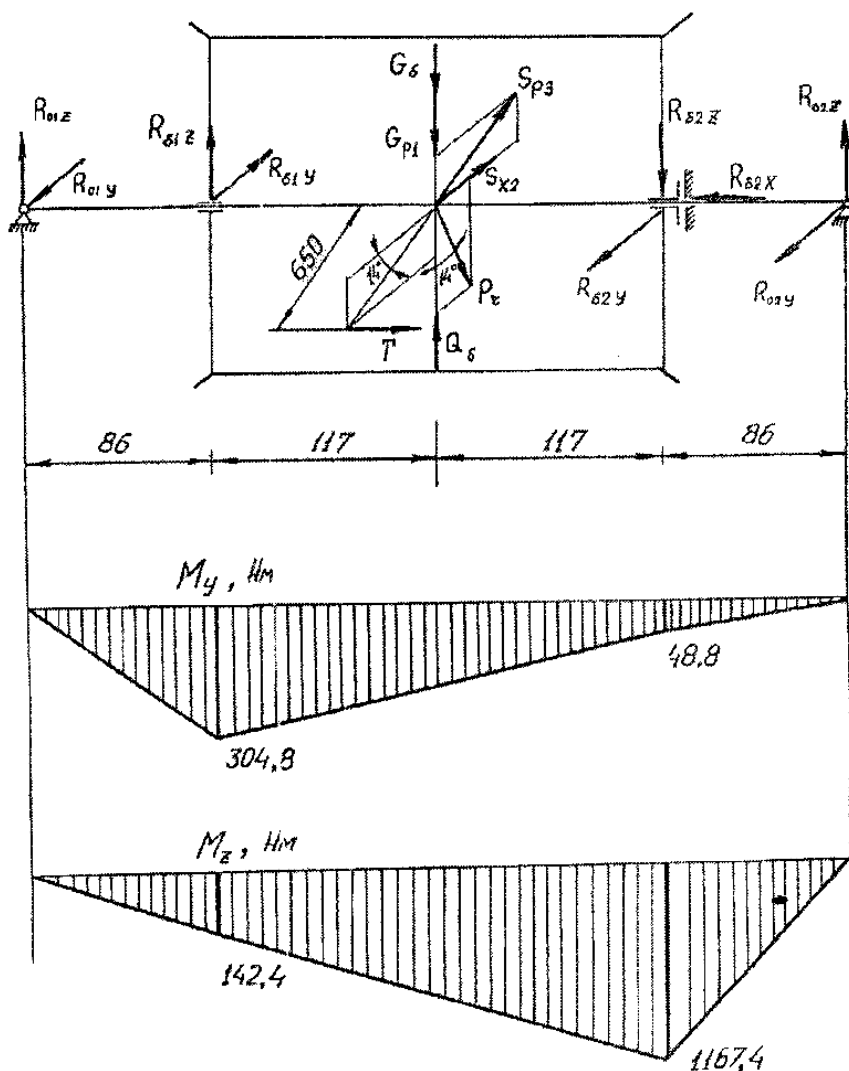


Рис. 23. Расчетная схема оси натяжного барабана и эпюры изгибающих моментов.

Удельное давление в подшипниках F_s

а) от радиальной нагрузки

$$F_{s1} = \frac{\sqrt{R_{\sigma 1z}^2 + R_{\sigma 1y}^2}}{d_n \ln} = 1,17 \text{ МПа} \leq [F_s] \quad (102)$$

$$F_{s2} = \frac{\sqrt{R_{\sigma 2z}^2 + R_{\sigma 2y}^2}}{d_n \ln} = 3,97 \text{ МПа} \leq [F_s] \quad (103)$$

б) от осевой нагрузки

$$F_{2oc} = \frac{R_{\sigma 2x} 4}{\pi(D_n^2 - d_n^2)} = 0,92 \text{ МПа} \leq [F_s] \quad (104)$$

где $[F_s] = 5 \text{ МПа}$ – допускаемое удельное давление.

Опорные реакции оси

$$R_{01z} = \frac{R_{\sigma 1z} 3,1 - R_{\sigma 2z} 0,8}{4,06} = 3800 \text{ Н}; \quad (105)$$

$$R_{02z} = \frac{R_{\sigma 2y} 0,8 - R_{\sigma 1y} 3,1}{4,06} = 1770 \text{ Н}; \quad (106)$$

$$R_{\sigma 2z} = R_{\sigma 1z} - R_{\sigma 2z} - R_{01z} = 620 \text{ Н}; \quad (107)$$

$$R_{\sigma 2y} = R_{\sigma 2y} - R_{\sigma 1y} - R_{01y} = 14590 \text{ Н}. \quad (108)$$

Наибольший суммарный изгибающий момент

$$M_{\sigma} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = 1157,4 \text{ Нм}; \quad (109)$$

$$\sigma = \frac{M}{0,1d_0^3} = 93,4 \text{ МПа} \leq \sigma_p, \quad (110)$$

где $\sigma_p = 200 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение на изгиб.

Суммарный изгибающий момент при редко повторяемой максимальной нагрузке

$$M_{\sigma}^{\max} = 2917,5 \text{ Нм}.$$

Максимальное напряжение в оси барабана

$$\sigma^{\max} = 233,6 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по пределу текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma^{\max}} = 1,54.$$

Закключение: Ось натяжного барабана обладает достаточной прочностью. Подшипники барабана имеют достаточную несущую способность.

При конструировании контактно-нагрузочных сочленений основное внимание уделяется уменьшению напряжений путем придания сочленению рациональной формы [40,42].

В случае, когда это допускает условия работы, сочлененные тела, воспринимающие нагрузку, следует помещать в гнезда, имеющие диаметр близкий к диаметру тела.

Во всех случаях, когда это возможно, следует принимать линейный контакт вместо точечного и поверхностный - вместо линейного и точечного.

$$a = 1,02...1,03,$$

где $a = \frac{D}{d}$ – отношение диаметров большей и меньшей сфер.

Благодаря сферической форме „вкладыша”, сочленение обладает способностью самоустанавливаться, что обеспечивает равномерное распределение нагрузок на рабочих поверхностях при всех возможных перекосах системы.

С другой стороны, во время работы вследствие значительного трения сферической поверхности о посадочную поверхность корпуса способность самоустанавливаться уменьшается.

Потеря подвижности может иметь место при работе в морской воде в случае наличия химически неустойчивого материала сферического тела – вкладыша.

Для выбора и конструирования такой опоры большое значение имеет исследование процесса трения, так как с трением связаны нагрев и интенсивный износ рабочих поверхностей. Чтобы износ рабочих поверхностей оставался в допустимых пределах, ограничение накладывается на величину давления - p .

Все эти факторы влияют на работоспособность опоры и ее надежность. При очень малой скорости скольжения, которая и ожидается в предложенной нами конструкции, трущиеся поверхности непосредственно касаются друг

друга и при очень тонкой водяной пленке имеет место граничное трение, т.е. коэффициент трения $f \approx Const$ [44,45].

Условия работы циклически нагруженных соединений резко ухудшаются, если в сочленении имеется зазор. Сочленяющиеся поверхности периодически раздвигаются и смыкаются, нагрузка на сочленение становится ударной.

Таким образом, для повышения работоспособности соединения целесообразно: с целью уменьшения напряжения на рабочих поверхностях, заменить точечный и линейный контакты поверхностным, с увеличением по возможности, площади этой поверхности; должны быть максимально уменьшены зазоры в сочленениях; рабочие поверхности должны обладать повышенной прочностью, твердостью и термостойкостью; должна быть подведена в сочленение обильная водяная струя (без абразивных примесей) с целью создания амортизирующей водяной пленки, отвода тепла и продуктов износа.

В случае стопорения одного из ковшей цепного рабочего органа возникает значительная перегрузка ударного характера, а условия работы контактно-сочлененной опоры резко ухудшаются и возникает опасность хрупкого разрушения.

Учитывая вышеизложенное, особое внимание надо уделить подбору материала для контактно-сочлененной пары. Детали, работающие при ударной нагрузке, изготавливают из углеродистых сталей У8-У10, а при спокойной нагрузке – из сталей У11-У12. Термообработка для них – закалка в воде с 750...800 °С, отпуск при температуре 150...180 °С. Окончательная твердость – HRC 60...62 [38,42,46].

Детали, работающие в агрессивных средах изготавливают из коррозионностойких сталей 4х13 и 4х18 с закалкой масле с 1000...1070 °С и отпуском при 200...300 °С окончательной твердостью HRC 60...62.

По вышеприведенным соображениям для сферического вкладыша предварительно выбираем материал-текстолит ПТМ-1, 1-го сорта, ГОСТ 5-78, который характеризуется следующими параметрами [42,46].

Разрушающее напряжение при изгибе $\sigma_u = 120 \text{ Н/мм}^2$; Коэффициент трения о сталь 0,002...0,06.

Для корпуса опоры может быть использована нелегированная сталь 35Л,

которая при нормализации с закалкой имеет: предел текучести $\sigma_T = 350 \text{ МПа}$; временное сопротивление $\sigma_\sigma = 55 \text{ МПа}$; ударную вязкость 35 нм/см^2 ; модуль упругости $E = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа}$;

Сочлененный узел сферической опоры оси натяжного барабана представляет интерес с точки зрения контактных напряжений и возникающих деформации при при разных материалах сопряжения. Следовательно, задача заключается в определении оптимальных антифрикционных материалов сопряжения и уточнения конструктивных параметров узла трения в зависимости от применяемых материалов.

С этой целью, для определения контактных напряжений и деформаций исследуемый вопрос следует рассматривать как контактную задачу, основной особенностью которой считается то, что при работе материалов даже в упругой зоне, зависимость между внешней силой и вызванным ею перемещением является нелинейной, что является характерной особенностью упругих конструкционных материалов. Это объясняется изменением, точнее увеличением площади контакта с возрастанием приложенной силы.

Таким образом, для исследования узла сферической опоры оси натяжного барабана нами была поставлена задача определения контактных напряжений, размеров контактных площадок и величины сближения осей контактирующих тел. При этом контактируемые тела представляют сферическую форму, когда один из них является охватывающей поверхностью, а другая - охватываемой, радиусы которых не намного разнятся.

Из-за небольших напряжений в зоне контакта и контактных площадок допускается использование аналитических зависимостей, полученных путем решения задачи Герца [42].

Для сравнения и выбора рациональной пары материалов сопряжения, проведены расчеты и проанализированы результаты контактных напряжений и деформаций. При этом, внесены изменения в конструктивных параметрах опор и расчеты при радиусе сферических поверхностей $R_1 = 80,5 \text{ мм}$, $R_2 = 80,0 \text{ мм}$. Радиальная нагрузка $F = 14604 \text{ Н}$, максимальная расчетная нагрузка $F_r^{\max} = 40890 \text{ Н}$.

Варианты пар сопряжения: Сталь – бронза БрО10Ф1; сталь - текстолит ДСП-В; сталь – антифрикционный чугун АЧС-2; сталь – полиамид 6.

Расчеты напряжений и деформаций проведены по следующей методике [42].

Максимальное контактное напряжение в зоне контакта определяем по соотношению

$$q_{\max} = 0,918 \sqrt[3]{\frac{F_r \left(\frac{R_1 - R_2}{2R_1 R_2} \right)^2}{(Q_1 + Q_2)^2}}, \quad (111)$$

где F_r – радиальная нагрузка;

R_1, R_2 – радиусы охватывающей и охватываемой сфер;

Q_1, Q_2 – коэффициенты упругости материалов сопряженных тел.

$$Q_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \quad \text{и} \quad Q_2 = \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \quad (112)$$

где μ_1, μ_2 – соответственно, коэффициенты Пуассона сопряженных материалов.

Радиус контактной площадки

$$r = 0,712 \sqrt[3]{2F_r \frac{R_1 R_2}{R_1 - R_2} (Q_1 - Q_2)}. \quad (113)$$

Сближение осей контактирующих тел

$$\Delta = 1,55 \sqrt[3]{\left(\frac{F_r}{E} \right) \frac{R_1 - R_2}{2R_1 R_2}}. \quad (114)$$

По приведенным формулам были произведены расчеты и результаты расчетов внесены в таблицы 4 и 5.

На основе анализа полученных результатов по сравниваемым конструкционным материалам, а также с учетом их экономических показателей наиболее оптимальным нами было выбрано сопряжение: углеродистая сталь – текстолит ДСП-В. Однако, в отдельных конкретных случаях могут быть рекомендованы так же сопряжение: углеродистая сталь – бронза БрО10Ф1. углеродистая сталь – антифрикционный чугу́н АЧС-2. Что касается использования в сопряжении полиамида-6, его применение неприемлемо из-за больших величин площадок контакта и деформации вкладыша из указанного материала. Это особенно чувствительно при постоянном (длительном) действии приложенной

Таблица 4

Исходные данные для расчета

№	Наименование	Обозначение	Размерность	Величина
1	Радиальная нагрузка	F_r	Н	14604
2	Расчетная радиальная нагрузка	$F_r^{\max}$	Н	40890
3	Радиус охватывающей сферической поверхности	R_1	мм	80,5
4	Радиус охватываемой сферической поверхности	R_2	мм	80,0
5	Варианты пар сопряжений: Сталь –бронза БрО10Ф1; сталь - текстолит ДСП-В; сталь – антифрикционный чугун АЧС-2; сталь – полиамид 6.			
6	Модули упругости: углеродистой стали бронзы текстолита чугуна полиамида	E_1	МПа	2,1x10 ⁵ 1,4x10 ⁵ 0,12x10 ⁵ 1,15x10 ⁵ 0,01x10 ⁵
7	Коэффициент Пуассона: углеродистой стали бронзы текстолита чугуна полиамида	μ	-	0,3 0,3 0,3 0,3 0,4

Таблица 5

Результаты расчетов напряжений и деформаций
для разных сопряженных материалов

№	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты сопряжения			
				Углеродистая сталь- бронза Бр-О10Ф1	Углеродистая сталь- -текстолит ДСП-В	Углеродистая сталь- -антифрикционный чугун АЧС-2	Углеродистая сталь- -полиамид 6
1	Максимальное контактное напряжение	$q_{\max}$	МПа	61,8	18,2	63,1	3,85
2	Коэффициент упругости для углеродистой стали 4,3x10 ⁻⁶	Q_1	-	-	-	-	-
3	Коэффициент упругости материала сопрягаемого тела	Q_2	м ² /МН	8,3x10 ⁻⁶	7,6x10 ⁻⁶	7,9x10 ⁻⁶	840x10 ⁻⁶
4	Радиус контактной площадки	r	мм	17	31	16,8	68
5	Сближение осей контактирующих тел	Δ	мм	0,023	0,079	0,022	0,4
6	Приведенный модуль упругости контактирующих тел	E	МПа	1,4x10 ⁵	0,23x10 ⁵	1,5x10 ⁵	0,02x10 ⁵

нагрузки, когда вредное явление холодной текучести, характерное для таких материалов, оказывает существенное влияние на долговечность узла [47, 48].

В предлагаемой нами конструкции нагрузка, действующая на сочленение имеет циклический характер вследствие периодического изменения величины действующей силы, а также вследствие относительного движения соприкасающихся тел. Относительное движение контактных тел нарушает герцово распределение напряжений в зоне контакта, где поверхностный слой подвергается сжатию и растяжению в тангенциальном направлении. Долговечность циклически нагруженных соединений определяется усталостью материала.

В реальных условиях работы опоры на состояние сферических рабочих поверхностей трение будет оказывать влияние через водяную смазку, неизбежную при работе в водной среде [47].

Рассмотрим работу сферической опоры в условиях всестороннего сжатия контактируемых поверхностей [43,48].

Размеры контактно-сочлененной опоры (сферы и корпуса) приведены на рис. 24.

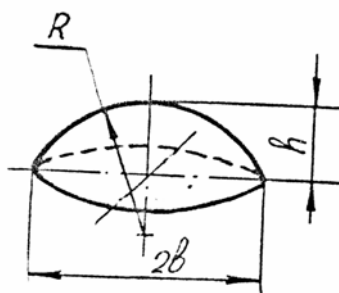


Рис. 24. Геометрические размеры вкладыша.

Действующая на сочленение расчетная нагрузка – это равнодействующая F_r реакции оси натяжного барабана R_{02y} и R_{02z}

$$F_r = \sqrt{R_{02y}^2 + R_{02z}^2} = 14604, H. \quad (115)$$

Максимальная расчетная нагрузка, действующая на сферическое сочленение при перегрузке цепи при встрече одного из ковшей с непреодолимым препятствием, составит

$$F_r^{\max} = 2,5F_r + 0,3F_r = 40890, H. \quad (116)$$

Определяем площадь поверхности сферы, контактирующей с вогнутой сферической поверхностью корпуса опоры

$$M = \pi(b^2 + h^2). \quad (117)$$

Конструктивно $b = 35 \text{ мм}$, $h = 22,5 \text{ мм}$.

Тогда

$$M = 5436 \text{ мм}^2.$$

Среднее удельное давление на поверхность сферы при нормальной работе

$$\rho = \frac{F_r}{M} = 2,68 \text{ МПа} < [\rho] = 10 \text{ МПа}. \quad (118)$$

Давление при перегрузке (стопорении)

$$\rho_{\max} = \frac{F_r^{\max}}{M} = 7,5 \text{ МПа} < [\rho]. \quad (119)$$

Таким образом, принятые размеры и материал сферы удовлетворяют необходимым условиям.

Надо отметить, что в условиях всестороннего сжатия допускаемые напряжения стали 1000...2500 МПа.

Как мы уже отмечали, при $a > 1,02$ формула Герца не применима, так как в этом случае нарушается одно из основных допущений теории – незначительность размеров площадки сжатия по сравнению с размерами сфер [42].

Характер посадки сферических поверхностей позволяет принять $a > 1,02$. В этом случае напряжение следует определять как напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F_r}{0,785d^2}, \quad (120)$$

где d – диаметр сферы, $d = 90 \text{ мм}$.

Тогда

$$\sigma_{см} = 4,6 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]. \quad (121)$$

При максимальной нагрузке

$$\sigma_{см} = 11,88 < [\sigma_{см}].$$

Проведем анализ расчета параметров сочленения в условиях циклической нагрузки, приняв $a \leq 1,02$, применив формулу Герца.

В зоне соприкосновения сферы со сферической вогнутой поверхностью корпуса образуется площадка, размеры которой зависят от упругости материалов. Главное значение для усталостной прочности в условиях контактного нагружения имеет твердость поверхностного слоя.

Максимальное напряжение $\sigma_{\max}$ в поверхностном слое при сжатии двух сфер из разных материалов по Герцу [42]

$$\sigma_{\max} = 0,6\sigma_0 \sqrt{\frac{F_r E^2}{d^2}}, \quad (122)$$

где F_r – действующая на сочленение нагрузка;

E – приведенный модуль нормальной упругости материала сфер, н/мм²;

d – диаметр меньшей сферы, мм;

σ_0 – безразмерная величина.

$$\sigma_0 = \left(1 - \frac{1}{a}\right)^{2/3}. \quad (123)$$

где $a = \frac{D}{d}$ – отношение диаметров большей и меньшей сфер;

$$\sigma_0 = 0,073.$$

Определяем приведенный модуль упругости контактируемых сфер

$$E = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (124)$$

где E_1 – модуль упругости текстолита (материал сферы);

$$E_1 = 0,12 \times 10^5 \text{ МПа}$$

E_2 – модуль упругости стали

$$E_2 = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа}.$$

Тогда

$$E = 0,095 \times 10^5 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение

$$\sigma_{\max} = 23,9 \text{ МПа}$$

для текстолита

$$\sigma_{\max} = 23,9 \text{ МПа} > [\rho]$$

Это означает, что допущение $a = 1,02$ не обеспечивает необходимой контактной прочности, поэтому при конструировании контактно – сочлененной опоры указанного назначения для обеспечения контактной прочности рекомендуем

$$a = \frac{D}{d} \cong 1. \quad (125)$$

Проведенные исследования и расчеты дают основание рекомендовать замену вкладышей, а также корпуса подшипника оси натяжного барабана, что позволит существенно повысить надежность узла в целом.

2.1.3. Определение динамических напряжений решением уравнения движения цепи

Как указывает Штокман И.Г., исследовавший динамику цепных конвейеров, значения динамической жесткости тяговых цепей колеблется сравнительно в небольших пределах, не зависят от величины первоначального натяжения и близко совпадают со значениями жесткости, полученными при статических испытаниях [14,25,26].

Что касается продольной жесткости ковшовой цепи многоковшового цепного рабочего органа земснаряда E_0 , под которой понимают отношение натяжения цепи S к продольной упругой относительной деформации ε , то в дальнейшем не будем делать различия между динамической и статической жесткостью, считая их равным между собой.

Продольная жесткость цепи зависит от диаметра соединительных пальцев шарниров цепи d_n . Согласно определению жесткость ковшовой цепи

$$E_0 = \frac{S}{\varepsilon} \quad (126)$$

и при $S = 1 \text{ Н}$,

$$E_0 = \frac{1}{\varepsilon}. \quad (127)$$

Наиболее податливым элементом цепи является шарнир и жесткость цепи может быть значительно повышена как увеличением диаметра пальца шарнира, так и увеличением шага звеньев. Вследствие приработки элементов цепи и внешнего износа жесткость цепи при эксплуатации может изменяться.

Для определения продольной упругой относительной деформации ε прежде всего необходимо учесть деформацию изгиба соединительного пальца Δ_1 звеньев цепи.

Чтобы определить наибольший прогиб, рассмотрим соединительный палец цепи как балку на двух опорах, показанной на рис.25.

На части пролета l_2 балка подвергается действию равномерно распределенной нагрузки q_1 от единичной силы, причем

$$q_1 = \frac{1}{l_2}. \quad (128)$$

Дифференциальное уравнение изогнутой оси (пальца)

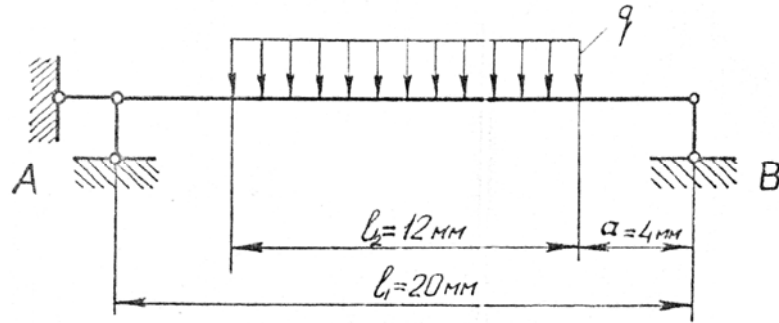


Рис. 25. Расчетная схема соединительного пальца

$$EI_1 \frac{d^2 y}{dx^2} = M_x, \quad (129)$$

где E – модуль упругости стали, $E = 2,05 \times 10^{11}$ Н/м².

I_1 – момент инерции сечения пальца, мм⁴;

$$I_1 = \frac{\pi d_n^4}{64} \quad (130)$$

где M_x – изгибающий момент в сечении x .

$$M_x = \frac{q_1 l_2}{2} x - \frac{q_1 (x - a_1)}{2} = \frac{q_1}{2} [l_2 x - (x - a_1)^2] = \frac{q_1}{2} (l_2 x - x^2 + 2a_1 x - a_1^2). \quad (131)$$

Дифференциальное уравнение примет вид

$$EI_1 \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{q_1}{2} (l_2 x - x^2 + 2a_1 x - a_1^2). \quad (132)$$

Полученное уравнение интегрируем дважды

$$EI_1 \frac{dy}{dx} = \frac{q_1}{2} \left[\frac{l_2 x^2}{2} - \frac{x^3}{3} + a_1 x^2 - a_1^2 x \right] + C; \quad (133)$$

$$EI_1 y = \frac{q_1}{2} \left[\frac{l_2 x^3}{6} - \frac{x^4}{12} + a_1 \frac{x^3}{3} - a_1^2 \frac{x^2}{2} \right] + Cx + D. \quad (134)$$

Постоянные интегрирования можно получить из условия, что в точках опор А и В прогиб равен нулю, т.е. при $x = 0$, $y = 0$ и следовательно $B = 0$; при $x = l_1$, $y = 0$ и постоянная C определится из условия

$$0 = \frac{q_1}{2} \left[\frac{l_2 l_1^3}{6} - \frac{l_1^4}{12} + a_1 \frac{l_1^3}{3} - a_1^2 \frac{l_1^2}{2} \right] + Cl_1, \quad (135)$$

$$C = -\frac{q_1}{2} \left[\frac{l_2 l_1^2}{6} - \frac{l_1^3}{12} + a_1 \frac{l_1^2}{3} - a_1^2 \frac{l_1}{2} \right]. \quad (136)$$

Подставив в исходное уравнение значения постоянных интегрирования, получим

$$EI_1 Y = \frac{q_1}{2} \left(\frac{l_2 x^3}{6} - \frac{x^4}{12} + a_1 \frac{x^3}{3} - a_1^2 \frac{x^2}{2} \right) - \frac{q_1}{2} \left(\frac{l_2 l_1^2}{6} - \frac{l_1^3}{12} + a_1 \frac{l_1^2}{3} - a_1^2 \frac{l_1}{2} \right) x. \quad (137)$$

Отсюда

$$Y = \frac{q_1}{2EI_1} \left[\left(\frac{l_2 x^3}{6} - \frac{x^4}{12} + a_1 \frac{x^3}{3} - a_1^2 \frac{x^2}{2} \right) - \left(\frac{l_2 l_1^2}{6} - \frac{l_1^3}{12} + a_1 \frac{l_1^2}{3} - a_1^2 \frac{l_1}{2} \right) x \right]. \quad (138)$$

Наибольший прогиб соединительного пальца шарнира цепи возникает по условиям симметрии посередине пролета при $x = \frac{l_1}{2}$ и при $q_1 = \frac{1}{l_2}$,

$$\begin{aligned} Y_{\max} = \Delta_1 &= \frac{q_1}{2EI_1} \left(\frac{l_2 l_1^3}{48} - \frac{l_1^4}{192} + a_1 \frac{l_1^3}{24} - \frac{a_1 l_1^4}{8} \right) - \left(\frac{l_2 l_1^3}{12} - \frac{l_1^4}{24} + \frac{a_1 l_1^3}{6} - a_1^2 \frac{l_1^2}{4} \right) = \\ &= \frac{1l_1^2}{2l_2 EI_1} \left(\frac{l_2 l_1^3}{48} - \frac{l_1^2}{192} + \frac{a_1 l_1}{24} - \frac{a_1^2}{8} - \frac{l_2 l_1}{12} - \frac{l_1^2}{24} - \frac{a_1 l_1}{6} + \frac{a_1^2}{4} \right). \end{aligned} \quad (139)$$

Кроме того, будет происходить деформация растяжения боковых шёк (Δ_2) звена цепи. Узел шарнирного соединения звеньев цепи показан на рис. 26.

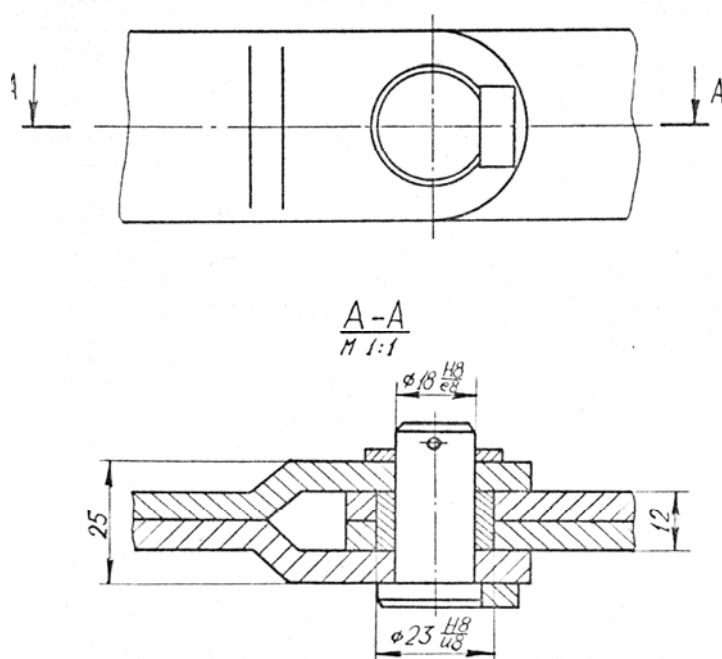


Рис. 26. Узел шарнирного соединения звеньев цепи.

$$\Delta_2 = \frac{St_u}{2ES_u}, \quad (140)$$

и при $S = 1H$,

$$\Delta_2 = \frac{t_u}{2ES_u} \quad (141)$$

где t_u – шаг цепи;

S_u – площадь опасного сечения щеки звена цепи;

S – натяжение цепи.

$$\varepsilon = \Delta_1 + \Delta_2. \quad (142)$$

Жесткость одного звена цепи

$$E_0^I = \frac{1}{\varepsilon}. \quad (143)$$

Если общее количество звеньев в ковшовой цепи m , то жесткость всей черпаковой цепи

$$E_0 = \frac{E_0^I}{m}. \quad (144)$$

По полученной жесткости ковшовой цепи подбираем и рассчитываем пружину подвижного подпружиненного направляющего (натяжного) барабана. Как упругий элемент, пружина здесь выполняет роль амортизатора.

Подбор пружины для ведомого (натяжного) барабана модернизированного цепного рабочего органа земснаряда МЗ-10 приводится в приложении.

По приведенной выше формуле, рассчитываем наибольший прогиб пальца шарнира цепи по условиям симметрии в середине пролета и результаты вносим в таблицу 6.

По полученной жесткости ковшовой цепи подбираем и рассчитываем пружину подвижного подпружиненного натяжного барабана.

По приведенной выше формуле, определяем наибольший прогиб пальца шарнира цепи по условиям симметрии в середине пролета при $x = l_1 / 2$ м и при $q_1 = 1/l_2$, Н.м (см. рис.25).

Таблица 6

Исходные данные для расчета

№	Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Величина
1	Величина равномерно распределенной нагрузки	$q_1 = \frac{1}{l_2}$	Н.м	1/0,012
2	Величина пролета пальца	l_1	м	0,02
3	Величина участка действия нагрузки	l_2	м	0,012
4		α_1	м	0,004
5	Плечо действия нагрузки	$x = \frac{l_1}{2}$	м	0,001
6	Диаметр пальца	d_n	м	0,018
7	Материал пальца и щеки звена	Сталь 15	-	-
8	Модуль упругости стали	E	Н/м ²	2,05x10 ¹¹

Таблица 7

Результаты расчета жесткости цепи

№	Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Величина
1	Момент инерции сечения пальца	I	м ⁴	0,515x10 ⁻⁸
2	Площадь сечения щеки звена цепи	S	м ²	3,6x10 ⁻⁴
3	Наибольший прогиб пальца	Δ_1	м	-0,134x10 ⁻⁹
4	Деформация щеки звена цепи при $S = 1H$	Δ_2	м	2x10 ⁻⁹
5	Относительная деформация звена цепи	ε	м	1,866x10 ⁻⁹
6	Жесткость одного звена цепи	E_0^I	Н/м	5x10 ⁸
7	Количество звеньев в цепи	m	-	41
8	Жесткость всей цепи	E_0	Н/м	12,2x10 ⁶

Данные для расчета

$$q_1 = \frac{1}{l_2} = \frac{1}{0,012}, \text{ Н.м; } l_1 = 0,02 \text{ м; } l_2 = 0,012 \text{ м; } a_1 = 0,004 \text{ м;}$$

$$x = \frac{l_1}{2} = 0,001 \text{ м.}$$

Материал пальца и щеки звена цепи – сталь 15;

Модуль упругости стали $E = 2,05 \times 10^{11}$, Н/м²;

Диаметр пальца $d_n = 0,018$ м;

Относительная деформация цепи

$$\varepsilon = \Delta_1 + \Delta_2 = 1,866 \times 10^{-9}, \text{ м.}$$

Жесткость одного звена цепи

$$E_0^I = \frac{1}{l} = 5 \times 10^8, \text{ Н/м;}$$

Так как общее количество звеньев в ковшовой цепи 41, жесткость всей цепи составит

$$E_0 = \frac{E_0^I}{41} = 12,2 \times 10^6, \text{ Н/м.}$$

По полученной жесткости ковшовой цепи подбираем и рассчитываем пружину подвижного подпружиненного натяжного барабана (см.приложение).

Как было отмечено, в коротких цепных рабочих органах для подводного черпания грунта практически отсутствует шлеиф и ковши начинают врезаться в грунт сразу при захвате нижним ребром ведомого барабана звена цепи с ковшом. Из-за неоднородности разрабатываемой среды усилие на режущей кромке ковша периодически изменяется от определенного расчетного значения до какого-то максимума, вызывая при этом изменение положения ковша поворотом оси ведомого барабана и деформацию элементов цепи.

Как замечает Успенский В.П., во время стопорения ковша отмечаются пики усилий в момент встречи с сопротивлением, а после остановки ковша наблюдается колебания натяжений в холостой и рабочей ветвях ковшовой цепи. Стопорение ковша он рассматривает где-то в середине пролета свободно провисающей ковшовой цепи, так как она является рабочей ветвью (у траншейных цепных экскаваторов). Для той же ковшовой цепи проф. Картвелишвили Ю.Л. наиболее тяжелым расчетным случаем принимает удар о препятствие нижнего ковша рабочей части цепи, так как при этом инерционная сила от поступательно движущихся масс рабочего органа будет иметь наибольшее значение [1;27].

Учитывая все вышеизложенное, можно заключить, что стопорение ковша при входе на направляющий барабан (рассматриваемый нами случай) и при сходе с направляющего барабана (рассматриваемый проф. Картвелишвили Ю.Л. случай) будут иметь почти одинаковые воздействия на оси направляющего

барабана, огибаемого застопоренным звеном цепи с ковшом. При повороте ковша от нецентрально приложенной нагрузки происходит перекосячивание ведомого (направляющего) барабана и перераспределение натяжения между левой и правой ветвями цепи. Причем, как доказал в своих исследованиях проф. Картвелишвили Ю.Л., перегрузка одной ветви может достигнуть 30...35 % от общего натяжения, в частности от угла поворота оси направляющего барабана. Происходит также перекосячивание самой цепи и следовательно, возникает дополнительное трение о боковые поверхности барабана и поддерживающих роликов (скатов) [1;21] .

Самыми ответственными и нагруженными элементами в тяговой цепи являются пальцы шарниров звеньев цепи, воспринимающие изгибающий момент от действия переменной во времени нагрузки при передаче цепи усилия от сопротивления копанью грунта.

Как писал в тридцатые годы Бычков Н.П., прочность черпаковой цепи обеспечивается прочностью пальца шарнира цепи. Поломка одного пальца приводит к обрыву всей части цепи. Палец работает в особо тяжелых условиях без смазки и всегда при наличии в зазоре продукта трения мелких твердых частиц. Эта проблема остается и по сей день [52].

Таким образом, раскрытие теоретической зависимости копания грунта неизбежно связано с определением вероятных перегрузок, вызываемых неоднородностью грунта и встречи одного из ковшей с непреодолимыми включениями.

Используемые раньше тензометрические методы измерения фактических нагрузок в упругих элементах звеньев, является сложной и трудоемкой операцией. Более объемно и надежно эта задача решается путем математического моделирования динамических систем. Для этого разрабатывается расчетная схема динамической колебательной системы и составляются дифференциальные уравнения движения этой системы [24,25,49].

Для исследования нагружения звена рабочей цепи модернизированного нами цепного рабочего органа мелиоративного земснаряда составлена принципиальная динамическая схема, представленная на рис.27.

Чтобы исключить перегрузку (увеличение натяжения) одной ветви цепи за счет ослабления второй, разработанное нами предохранительное устройство располагается непосредственно в той части цепного рабочего органа, где

происходит копание и стопорение ковша. Это обеспечивает мгновенное реагирование на изменение усилия на режущей кромке ковша, выраженное через угол поворота оси ведомого барабана в функции возникшей нагрузки. На схеме шарнирное описание ведомого барабана означает, что барабан, при зафиксированном положении пружин натяжения, имеет возможность только поворачиваться вокруг этого шарнира. Подобное обстоятельство обеспечивается конструктивной особенностью барабана, так как ось барабана с двух сторон закреплена в сферических подшипниках, и следовательно имеет возможность только поворота [35].

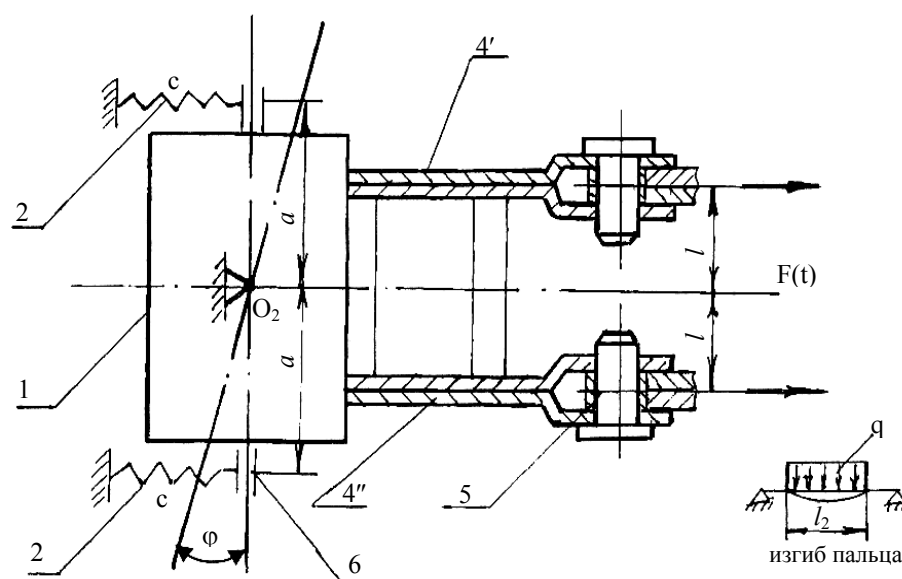


Рис.27. Динамическая схема нагружения звена цепи
1 – ведомый восьмигранный барабан; 2 – пружины натяжения;
3 – ось ведомого барабана; 4' – левая ветвь рабочей ковшовой цепи;
4'' – правая ветвь рабочей ковшовой цепи; 6 – палец шарнира звена рабочей
цепи; 6 – подшипники опор оси ведомого барабана.

Для составления дифференциального уравнения движения рассматриваемой системы воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода [50,51]. Кинетическая и потенциальная энергии барабана имеют следующий вид:

$$K = \frac{J\dot{\varphi}^2}{2}; \quad \Pi = \frac{c(a\varphi)^2}{2}, \quad (145)$$

где φ – угол поворота оси ведомого барабана;

J – момент инерции барабана; c – жесткость пружины; a – расстояние от геометрического центра барабана до пружины.

На звенья рабочих ветвей, и, следовательно, на барабан действует внешняя периодическая сила $F(t)$, соответствующая силе сопротивления копанью грунта одним ковшем. t – время.

$F(t)$ можно представить в следующем виде

$$F(t) = F_0 |\sin \omega t|, \quad (146)$$

где F_0 – максимальное значение этой силы;

ω – частота воздействия силы F_0 .

Подставляя эти выражения в уравнении Лагранжа, получим:

$$J\ddot{\varphi} + ca^2\varphi = F_0 l |\sin \omega t|, \quad (147)$$

где l – плечо действия силы F_0 .

Разделив уравнение (147) на J и введя обозначения $\omega_0^2 = \frac{ca^2}{J}$; $F = \frac{F_0}{J}$,

получим:

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = Fl |\sin \omega t|. \quad (148)$$

Правая часть выражения (148) требует некоторого пояснения. В процессе копания из-за неоднородности грунта или других причин, в том числе и встреча ковша с различными препятствиями, плечо l , т.е. точка приложения внешней силы $F(t)$ теоретически постоянно меняется. Однако из-за конструктивных особенностей крепления ковша в двух крайних точках с расстоянием между ними $2l$, происходит перераспределение действующей силы между двумя рабочими ветвями. Наиболее неблагоприятным условием с точки зрения приложения нагрузки является случай, когда действующая сила приложена на одной из ветви, что соответствует действующему моменту $F_0 l$ в выражении (147). ω - в выражении $|\sin \omega t|$, угловая частота ведомого барабана деленная на число граней барабана. Абсолютное значение $\sin \omega t$ соответствует одному циклу входа и выхода каждого ковша на рабочей ветви, в процессе копания грунта.

Как было отмечено выше, важным звеном в цепи является палец в шарнире. От его прочности и долговечности зависит долговечность всей системы. Поэтому, определение допускаемых напряжений в пальце при рабочих нагрузках и влияние узла модернизации на уменьшение этих напряжений является конечным результатом данных исследований.

При выбранной расчетной схеме напряжение в пальце шарнира, без учета поворота оси ведомого барабана, определяется по закону Гука:

$$\sigma = \varepsilon E, \quad (149)$$

где ε - относительная деформация в пальце, E - модуль упругости материала пальца.

ε определяется соотношением:

$$\varepsilon = \frac{\Delta_1}{\rho}, \quad (150)$$

где Δ_1 - прогиб пальца при действии изгибающего момента от распределенной нагрузки; ρ - кривизна пальца при изгибе и

$$\rho = \frac{EI}{M}, \quad (151)$$

где I - момент инерции сечения пальца; M - изгибающий момент. M в свою очередь, по расчетной схеме, определяется формулой:

$$M = \frac{ql_2^2}{8}, \quad (152)$$

где q - распределенная нагрузка в пальце и равняется $q = \frac{F(t)}{l_2}$; l_2 - рабочая длина пальца. Подставляя найденные значения в выражении (149), найдем:

$$\sigma = \frac{\Delta M}{I} = \frac{\Delta F(t)l_2}{8I}. \quad (153)$$

При учете возможности поворота оси ведомого барабана к равенству (153) добавляется множитель

$$\left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \frac{\varphi_{\max}}{2\pi}\right) = \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right), \quad (154)$$

где $\varphi_{\max}$ - максимально возможное значение угла поворота оси ведомого барабана и зависит от конструктивных размеров опоры.

Подставляя последнее выражение в (153) окончательно получим:

$$\sigma = \frac{\Delta F(t)l_2}{8I} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right). \quad (155)$$

Таким образом, основным уравнением для расчета напряжений в пальце является уравнение(155), с входящим в нем углом поворота барабана φ - определяемым из уравнения (148).

Отмеченными условиями и реальными параметрами рассчитываемой системы, с помощью численных методов, на компьютере были получены результаты напряжений в пальце с учетом решения дифференциального уравнения (см. приложения). Осциллограммы полученных решений с комментариями приведены ниже.

Результаты были получены при следующих реальных численных значениях машины и ее узлов: $J = 23,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $c = 278000 \text{ Н/м}$; $a = 0,205 \text{ м}$; минимальное значение $F_0 = 3300 \text{ Н}$; $l = 0,076 \text{ м}$; $\omega = 12,66 \text{ рад/с}$; $\Delta_1 = 0,134 \cdot 10^{-9} \text{ м}$ для единичной силы F_0 ; $l_2 = 0,012 \text{ м}$; $I = 0,515 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$; $\sigma_{PH} = 2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$; $\varphi_{\max} = 0,033 \text{ рад}$.

На рис.28 представлена осциллограмма изменения силы сопротивления копанию $F(t)$. На осциллограмме $F_0 = 3300 \text{ Н}$; $T = 0,48 \text{ с}$. Последовательность импульсов силы соответствует последовательности процесса копания чередующихся ковшов на бесконечной длине цепи.

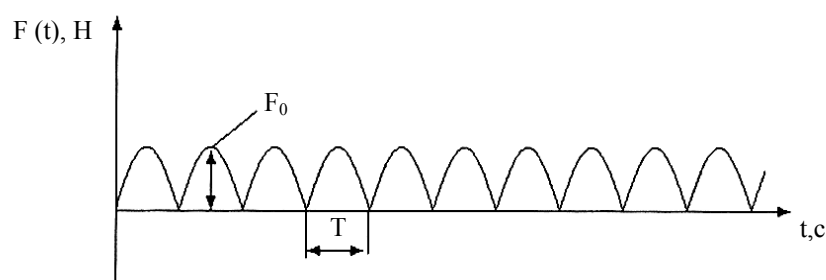


Рис. 28. Осциллограмма изменения силы сопротивления копания

На рис. 29 представлена осциллограмма угла поворота ведомого барабана, которая показывает, что этот процесс следует процессу изменения действующей нагрузки и барабан помимо вращения, находится в постоянном угловом движении.

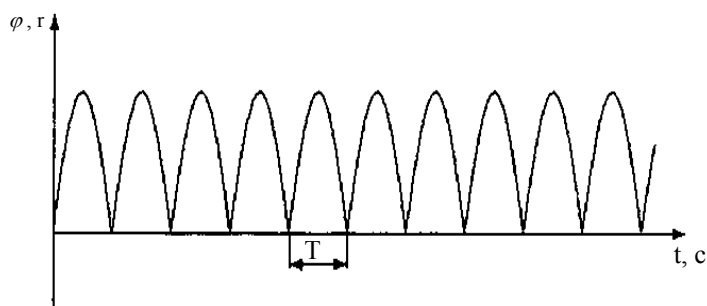


Рис. 29. Осциллограмма изменения угла поворота ведомого барабана

Следующие графики иллюстрируют изменения напряжений в пальце шарнира. В частности на рис.30 представлена осциллограмма изменения напряжений в пальце при нормальном процессе копания и однородности грунта.

На графике σ^* соответствует расчетам напряжений по формуле (153), т.е. соответствует изменениям напряжений в пальце без учета поворота ведомого барабана, а σ реальным изменениям напряжений с учетом поворота.

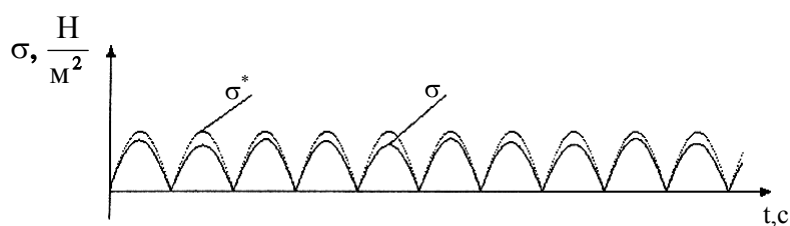


Рис. 30. Осциллограмма изменения напряжений в пальце

Рис.31 иллюстрирует увеличение напряжения в пальце при увеличении нагрузки в одном из циклов копания, когда напряжения еще находятся в пределах допускаемости и не достигает предела прочности материала пальца. На рисунке обозначения σ^* и σ аналогичны предыдущим обозначениям, а σ_{PH} предельно допускаемое напряжение для материала пальца.

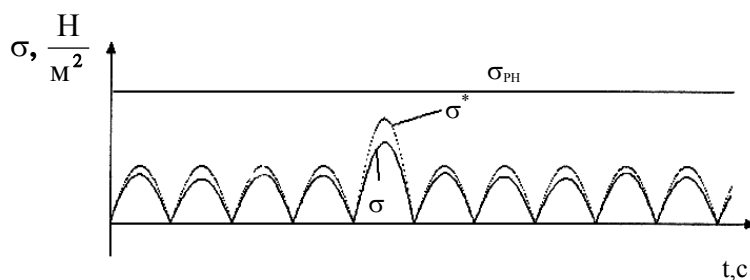


Рис. 31. Осциллограмма увеличения напряжения в пальце

На рис. 32 показана осциллограмма аналогичная предыдущей, с той разницей, что нагрузка увеличена до такого предела, когда без учета поворота барабана напряжение достигает и превышает предел прочности материала, в то время как с учетом поворота барабана, при той же нагрузке, после экстремального цикла, продолжается нормальный цикл копания.

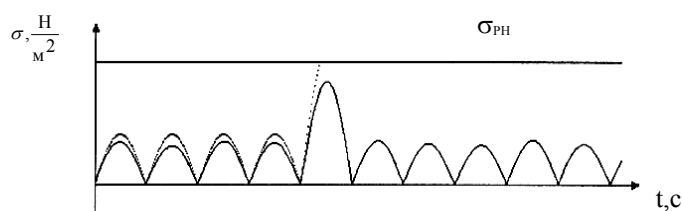


Рис. 32. Осциллограмма увеличения напряжения в пальце при предельной нагрузке

Последний график представленный на рис.33 показывает зависимость напряжения в пальце от изменения действующей нагрузки до предела прочности. 1-я линия соответствует изменениям без учета поворотных движений ведомого барабана, а 2-я с учетом поворота. Предельные значения нагрузок, соответственно равны, $F_0 = 8260\text{Н}$ и $F_0 = 10780\text{Н}$. Разница между ними составляет 23%.

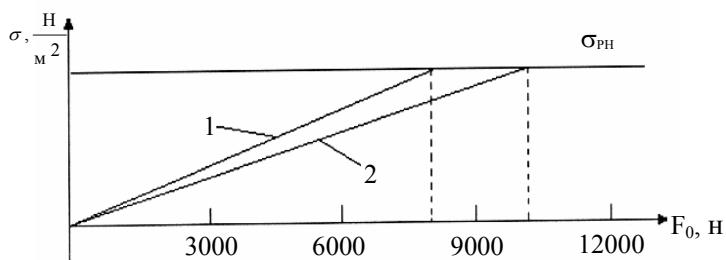


Рис. 33. Зависимость напряжения в пальце от изменения нагрузки

Анализ приведенных результатов совместного решения уравнений (148) и (155) показывает, что модернизация узла ведомого барабана, введя в нем пружин натяжения и возможность поворота оси барабана, значительно облегчает нагруженность ответственных частей рабочей цепи. В этих условиях, увеличение нагрузки при копании ковшем грунта, вызванное внезапным изменением структуры грунта или встречей ковша с непреодолимым препятствием в грунте, позволяет системе более гибко реагировать на возникшее внезапное изменение. Т.е. с учетом модернизации, до достижения предела прочности, система допускает на 23% больше нагрузки, чем это может сделать базовая модель. Последнее является важным обстоятельством и служит для улучшения прочностных и долговечных характеристик машины в целом.

Применение опоры самоустанавливающейся оси натяжного барабана обеспечивает снижение коэффициента динамичности многоковшового цепного рабочего органа от $K_d = 2,5$ до $K_d = 1,8$.

2.2. ЭКСПЕРИМЕНТ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Задачей эксперимента является установление связи между конструктивными параметрами многоковшового цепного рабочего органа для базовых грунторазрабатывающих машин, в частности универсальной плавучей машины УПМ-1, выпущенной Потийским заводом гидромеханизации и предназначенной для подводной разработки грунта.

Целью эксперимента является выявление конструктивных недостатков и на основе полученных данных выработать рекомендации для выбора рациональных параметров цепного рабочего органа для его модернизации [53].

Стендовые исследования натуральных элементов цепного рабочего органа с иммитацией натуральных нагрузок дает ответ на любые вопросы при условии, если обеспечена тождественность нагрузочных режимов и условий работы испытуемых элементов с натурными. В этом заключается трудность и сложность проведения стендовых испытаний рабочих органов землечерпательных установок.

Правильно поставленные стендовые испытания и исследование его результатов служат средством для выявления закономерности зависимости выдаваемых машиной параметров от конструктивных решений. Достоинством стендовых исследований является возможность создания многократной повторяемости положений.

С целью установления достоверности проведенных теоретических исследований и для выявления влияния параметров и взаимного положения ведущего и ведомого (натяжного) барабанов на изменение провеса и натяжения свободнопровисающей тяговой цепи цепного рабочего органа универсальной плавучей машины УПМ-1 был смонтирован стенд.

На рис.34 представлен стенд, который представляет собой металлический постамент 16 высотой, обеспечивающей установку рамы цепного рабочего органа с углом наклона к горизонтали 45^0 и с таким расчетом, чтоб обеспечить

траекторию „копания” ковшами. Сам цепной многоковшовый рабочий орган полностью укомплектован заводскими узлами и приводом.

Привод, включающий электродвигатель 17, ременную передачу 11, цилиндрический редуктор (не показан) и цепную передачи 14 расположен на приводной раме 13 и обеспечивает вращение приводного вала 18 черпаковой цепи.

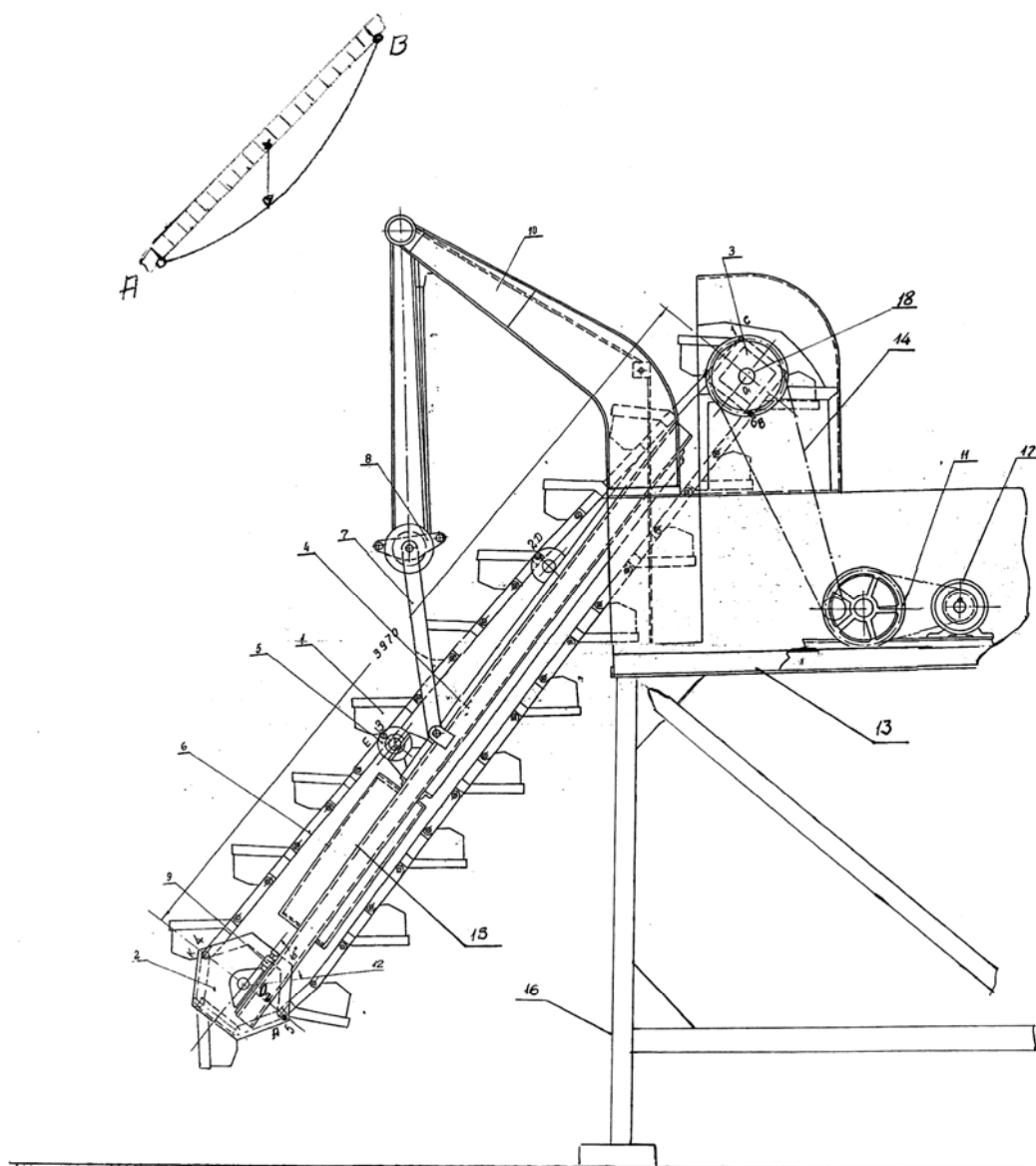


Рис. 34. Испытательный стенд с цепным рабочим органом УПМ-1.

Верхним концом черпаковая рама 4 подвешена на кронштейнах рамы 13 черпакового привода. Верхний барабан (ведущий) 3, насаженный на приводном валу 18 черпаковой цепи 6, вращение получает от приводной цепной передачи 14.

Натяжной барабан 2 является направляющим (натяжным) и установлен на оси с помощью подшипников 12, которые закреплены на ковшовой раме и имеют возможность перемещаться. ось вращается в подшипниках, связанных с рамой с помощью пружин 9.

Верхний четырехгранный 3 и нижний шестигранный барабаны 2 огибает ковшовая цепь 6. Пружина оказывает амортизирующее действие, снижая натяжение в цепи.

Для предотвращения схода цепи с черпаковой цепи, нижний и верхний барабаны имеют стальные диски-реборда. Воздушный баллон 15 не снят.

На черпаковой раме установлены роульсы 5 (роликовые скаты), которые поддерживают черпаковую цепь и уменьшают трение между черпаками и рамой. Черпаковая цепь состоит из 19 черпаков, емкостью 10 л. Количество звеньев в цепи 38, шаг цепи - 0,24 м, а шаг ковшей - 0,48 м.

Черпаковая рама 4 с помощью подвески и полспаста 8 подвешена на стреле 10, закрепленной на постаменте.

Так как эксперимент носит статический характер, величины провеса цепи для разных положений ведущего барабана измерялись непосредственно. Вращение ведущего барабана производим вручную, с интервалами 15^0 , по часовой стрелке. Для отсчета угла поворота ведущего барабана использовали специально изготовленный транспортир из толстого картона и наклеенной на него белой бумаги с нанесенными радиальными линиями с интервалом 15^0 .

Исходное положение черпакового рабочего органа выбираем таким, когда диагональ квадрата ведущего барабана совпадает с горизонталью, т.е. начальный угол поворота $\varphi = 0$ и далее $\varphi = 15^0$; 30^0 ; 45^0 ; 60^0 75^0 . Положение $\varphi = 90^0$ совпадает с положением $\varphi = 0^0$.

В исходном положении производили измерение расстояния между точками подвеса цепи А и В, эти точки на барабанах нанесены красным цветом. Для измерения расстояния между ними (L_{AB}) использовали жесткую деревянную рейку-линейку с нанесенными на ней размерными линиями с точностью миллиметра и длиной до 4,5 м. Для измерения провеса в средней части рейки закреплен отвес с возможностью перестановки в разные точки.

Проворачивание ведущего барабана производили последовательно, начиная с $\varphi = 15^0$ угла поворота. После каждого поворота устанавливали и фиксировали

местоположение точек подвеса и производили измерение расстояния между верхней точки подвеса В (на верхнем барабане) и нижней точки подвеса цепи А (на нижнем барабане). Закрепив отвес в середине L_{AB} , фиксировали точку соприкосновения отвеса с цепью и измеряли длину нити отвеса, т.е. провес цепи в середине пролета. Результаты измерений с точностью ± 5 мм внесены в таблицу.

Таблица 8

Фактические, теоретические и упрощенные значения провесов

Положение			0^0	15^0	30^0	45^0	60^0	75^0
№	Провес	Размерность	I	II	III	IV	V	VI
1	f_1	мм	330	120	245	295	165	340
2	f_2	мм	330	120	250	295	160	340
3	f_3	мм	335	115	250	300	175	335
4	f_4	мм	335	115	255	305	175	335
5	f_5	мм	340	115	255	305	170	340
Среднее	f_{cp}	мм	334	116	251	300	169	338
Теорет.	f_T	мм	340	127	252	307	176	348
Упрощ.	f_α	мм	104					

Теоретическое значение провеса цепи в разных положениях определяли по неупрощенной формуле

$$f = \frac{\sqrt{3(L_0^2 - L_{AB}^2)}}{4 \cos \alpha_{AB}} \quad (156)$$

где L_0 – длина цепи между точками подвеса цепи;

L_{AB} – расстояние между точками подвеса цепи;

α_{AB} – угол наклона линии АВ к горизонту.

Теоретические значения провесов, внесенные в таблицу 8, получены по методике, разработанной нами при теоретическом исследовании кинематики цепного рабочего органа. Авторы, исследовавшие кинематику цепного рабочего органа, для упрощения расчетов расстояние между точками подвеса цепи принимали равным расстоянию между центрами барабанов, а угол α_{AB} равным углу наклона рамы к горизонту, в данном случае 45^0 [11,12,24].

Тогда

$$f_{\alpha} = 0,433\sqrt{(L_0^2 - L_{AB}^0)} / \cos 45^0. \quad (157)$$

Длина цепи между точками подвеса

$$L_0 = t_y m_0 = 0,24 \times 18 = 4,32 \text{ м} = 4320 \text{ мм.}$$

Расстояние между центрами ведущего и ведомого барабанами

$$L_{O_1 O_2} = 3970 \text{ мм}$$

Тогда $f_{\alpha} = 104 \text{ мм.}$

По полученным значениям строим графики провесов цепи, которые показаны на рис.35.

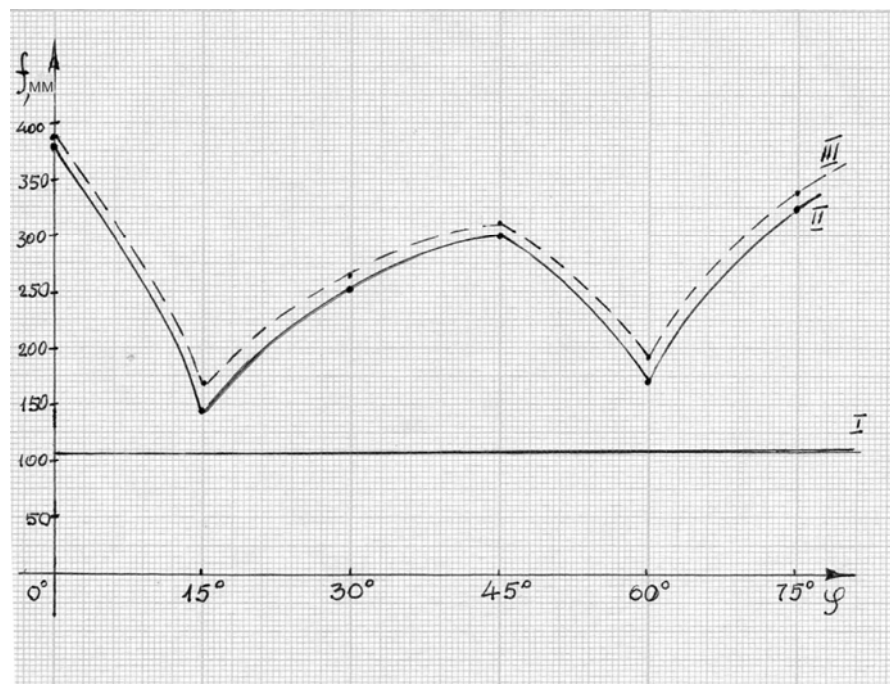


Рис. 35. Графики провесов цепи.

Анализ графиков показывает, что теоретические (II) и экспериментальные (III) значения провесов почти совпадают (разница $\approx 10\%$). Постоянное значение провеса цепи, определенное по принятой известной упрощенной формуле (I), в действительности не соблюдается.

Эксперимент подтвердил наше заключение, сделанное после теоретических исследований кинематики многочерпакового цепного рабочего органа о том, что сочетание чисел граней ведущего четырехгранного и ведомого шестигранного барабанов не является рациональным: провес цепи не остается постоянным, а периодически изменяется рывками, что вызывает поперечные колебания цепи с

колебанием натяжения и соответственно, окружного усилия, реализуемого на режущей кромке ковша. В то время, как большинство авторов, исследовавших короткие цепные рабочие органы, считают, что провес цепи существенно изменяется лишь при изменении угла наклона ковшовой рамы к горизонту.

Использование нагружающего устройства при эксперименте в качестве „разрабатываемой среды“, на величины провесов существенного влияния не оказал.

2.3. МОДЕРНИЗОВАННЫЙ ЗЕМСНАРЯД

2.3.1. Назначение и конструкция

Земснаряд МЗ-1Б, именуемый далее МЗ-10 – малогабаритная универсальная мелиоративная машина, которая обеспечивает разработку грунта с помощью различных рабочих органов: фрезерным рыхлителем с различными типами фрез, многочерпаковым устройством, водоструйным устройством и всасывающим наконечником.

Мелиоративный земснаряд МЗ-10, модернизированный на базе универсальной плавучей машины УПМ-2 и выпускаемый потийском заводом гидромеханизации предназначен для:

- очистки от наносов мелиоративных каналов и водных бассейнов (озер, прудов, биоёфов гидротехнических сооружений) с нефиксированной поверхностью дна,
- очистки от наносов облицованных каналов и других гидротехнических сооружений с фиксированной поверхностью дна (деривационные каналы, отстойники, шламохранилища и др.). Кроме того, может быть использована в качестве плавучей насосной станцией для орошения сельскохозяйственных карьеров,
- для добычи строительных инертных материалов.

Для работы в более плотных и с каменистыми включениями грунтах применяется многоковшовый цепной рабочий орган.

Земснаряд МЗ-10 прост по конструкции и отличается от базовой тем, что для подъема и задавливания рабочего органа и поворота свай применяется гидравлический привод, что позволяет разрабатывать более плотные грунты.

Конструкция модернизированного земснаряда МЗ-10 отвечает своему назначению и современным требованиям, предъявляемым к землесосным снарядам [54].

На рис. 36 показан многоковшовый цепной рабочий орган модернизированного земснаряда МЗ-10, основные параметры которого рассчитаны и рекомендованы кафедрой „Строительных машин и механического оборудования” Грузинского технического университета (см. приложения).

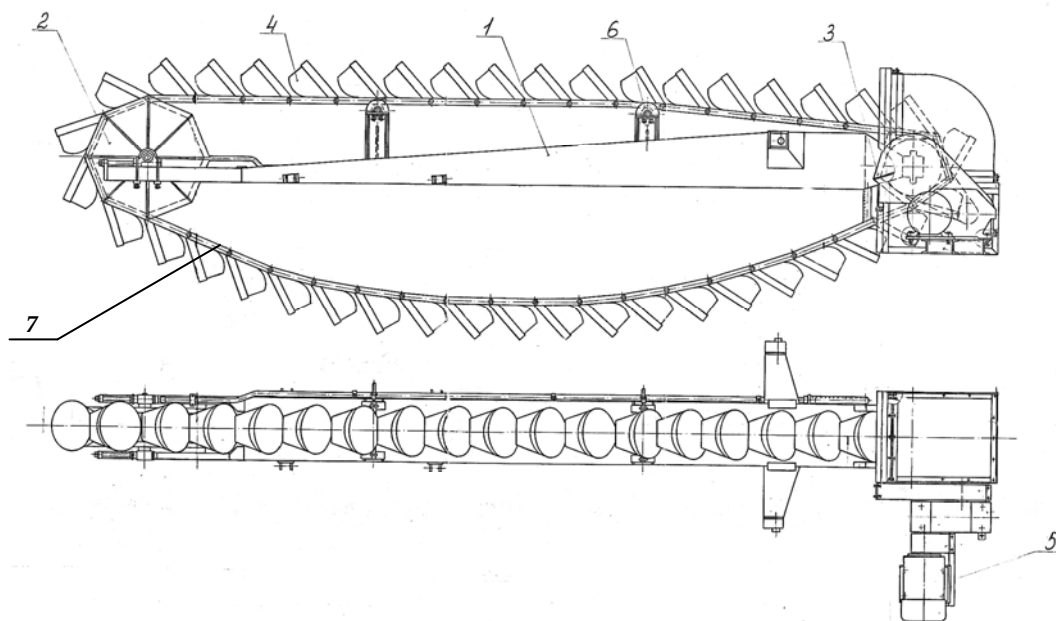


Рис. 36. Многоковшовый рабочий орган МЗ-10.

Цепной рабочий орган состоит из черпаковой рамы 1, на которой установлены роульсы 6. Рама с помощью кронштейнов подвешена на раме привода ковшовой цепи 7. Привод 5 состоит из электродвигателя, редуктора и цепной передачи. В верхней части рамы закреплены подшипники оси ведущего барабана 3, который вращается от главного турасного вала, связанного с приводом цепной передачи. На нижнем конце ковшовой рамы установлен нижний ведомый (натяжной) барабан 2. Между пятигранным верхним и восьмигранным нижним барабанами через роульсы (скаты) перекинута ковшовая цепь 7 с ковшами 4.

Приемочные испытания опытного образца модернизированного земснаряда МЗ-10 производились в Донецкой области на грунтах I-III групп.

Техические данные модернизированного черпакового рабочего органа приводим в таблице.

2.3.2. Техничко-экономические показатели

Разработка грунта производилась механическим рыхлителем и черпаковым цепным рабочим органом с технологическим перемещением напорным свайным ходом.

Таблица 9

Технические данные МЗ-10

№	Наименование	Размерность	Величина
1	Шаг цепи	м	0,32
2	Шаг ковшей	м	0,32
3	Количество ковшей	-	41
4	Емкость ковша	л	9,5
5	Число ковшей на рабочей ветви	-	17
6	Число ковшей на холостой ветви	-	18
7	Число ковшей на барабанах	-	2+4=6
8	Общая длина цепи	м	13,12
9	Расстояние между центрами барабанов	м	5,385
10	Частота вращения ведущего барабана	мин ⁻¹	25(25,9)
11	Линейная скорость цепи	м/с	0,66(0,734)
12	Число ссыпок в минуту	-	125
13	Удельное сопротивление грунта копанию	Н/м ²	150000
14	Электродвигатель: АО2-51-4 Мощность Частота вращения	кВт мин ⁻¹	7,5 1440
15	Редуктор: Ц2У-160-40 Передаточное число Кпд	- -	40 0,97
16	Цепная передача: Передаточное отношения Кпд	- -	1,39 0,94
17	Передаточное отношение привода	-	55,6
18	Общий кпд привода	-	0,91

Испытания проводились согласно программе испытаний, разработанной ВНИИГиМ-ом (г.Москва) и Потийским машиностроительным заводом гидромеханизации (ПМЗГ). Перед проведением испытаний было проверено качество монтажно-сборочных работ.

За время испытаний земснаряд показал устойчивую и надежную работу.

В соответствии с программой приемочных испытаний комиссия произвела испытания опытного образца мелиоративного земснаряда МЗ-10 на полном ходу.

За время испытаний были проверены:

пусковые параметры и работа двигателя;

система управления механизмов, надежность и фиксация их в рабочем положении, натяжение цепей;

работа гидросистемы;

работа электрооборудования и защитных средств.

Качество работы механизмов проверялось на малых, средних и рабочих оборотах двигателя, при этом обнаружены незначительные дефекты, в том числе недостаточная жесткость кронштейнов рамы черпаковой цепи.

Экспериментальные испытания опытного образца земснаряда МЗ-10 проводились на очистке водоема Донецкой опытной станции. Глубина воды в водоемах составляла 1,5...2 м, слой заиления 0,7...1,3 м. Разработка грунта земснарядом осуществлялась папильонажным способом с помощью свайно-тросового напорного механизма.

В качестве рабочего оборудования применялись фреза и черпаковый рабочий орган. Общий объем испытаний составил 43 часа- основной работы на грунтах I-III группы.

Экспериментальные испытания проводились на различных режимах. При этом проверялась работа силовых, приводных, рабочих и вспомогательных механизмов.

В результате испытания были определены следующие виды оценок: экспертиза конструкции, условия труда, эксплуатационная-техническая и экологическая.

По ведомости дефектов, выявленных при испытаниях, многочерпаковый рабочий орган имеет следующие замечания: недостаточная жесткость кронштейнов подъема, черпаковая цепь трет о верхний лист рамы, нет фиксации рамы в транспортном положении, неудобное расположение ручки фиксатора на рычагах.

Конструктивные параметры черпаковой цепи разработанные кафедрой строительных машин и механического оборудования ГТУ полностью удовлетворили требования технического задания.

В протоколе заключительной технической экспертизы опытного образца земснаряда МЗ-10 зафиксировано:

- земснаряд после испытаний находится в исправном состоянии, преждевременных износов нет;
- основные комплектующие изделия выбраны правильно, что подтверждается работоспособностью и ремонтпригодностью земснаряда.

Во время приемочных испытаний были проверены эргономические показатели земснаряда МЗ-10. Измерение шума и вибраций на рабочем месте оператора проводилось при выполнении характерного технологического цикла. Измерение шума на рабочем месте оператора проводились с открытыми окнами на холостом и рабочем режимах.

Шумовые и вибационные характеристики удовлетворили санитарные нормы.

Земснаряду МЗ-10 была присвоена высшая категория качества.

В качестве базисного варианта для сопоставления и оценки экономической эффективности нового, модернизированного земснаряда производительностью по техническому заданию 50 м³/2 (НТ) была избрана универсальная плавучая машина УПМ-2 (БТ).

Приемочные испытания МЗ-10 показали, что по сравнению с аналогом (БТ) он обладает улучшенными удельными показателями и более высокой надежностью, высокими экономическими показателями и эстетическими качествами.

Таблица 10

Технические показатели МЗ-10

№	Наименование	Размер- ность	Показатели	
			по тех.заданию	полученные при испытаний
1	Техническа производительность	м ³ /2	не менее 50.	52,6
2	Глубина разработки: а) всасывающим наконечником б) фрезерным рыхлителем в) черпаковым устройством	м	4,5 3,2 3,2	4,5 3,2 3,2
3	Наивысшая группа разрабатываемого грунта		III	III
4	Общая масса земснаряда	т	не более 19,15	19,15
5	Масса черпакового устройства	т	1,4	1,4

Экономическая эффективность модернизированного мелиоративного земснаряда МЗ-10 в целом, по данным ВНИИГиМ-а и ПМЗГ после одного года эксплуатации машины, составила примерно 5670 лари в год на одну машину .

Экономический эффект по многоковшовому цепному рабочему органу, подсчитанная по госбюджетной тематике №56/82 на кафедре Строительных машин и механического оборудования ГПИ (по упрощенной методике соотношения масс), составил 1450 лари в год на одну машину.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ известных работ по теории кинематики и динамики коротких цепных рабочих органов грунторазрабатывающих машин показывает, что они не учитывают влияние параметров ведущего и ведомого барабанов и их взаимное положение на стабильность провеса тяговой цепи, в результате чего периодически изменяются натяжения цепи; конструкции и место установки предохранительных элементов недостаточно обоснованы, что существенно снижает надежность машин.

2. Разработана методика определения провеса цепи для коротких цепных рабочих органов с учетом положения точек подвеса цепи.

3. Для коротких цепных рабочих органов установлено рациональное сочетание чисел граней ведущего и ведомого барабанов – пять и восемь, соответственно, вместо четырех и шести, что обеспечивает уменьшение амплитуды циклов колебаний провеса и натяжений цепи.

4. Обоснована разработка конструкции многоковшового цепного рабочего органа грунторазрабатывающих машин. Коэффициент неравномерности скорости уменьшается до 0,25 по сравнению с базовой модели – 0,325, что дает возможность повышения производительности до 52,6 м³/ч (по техническому заданию – 50 м³/ч) за счет повышения скорости движения ковшовой цепи и увеличения размеров зоны копания.

5. Разработана конструкция опоры самоустанавливающейся оси натяжного барабана с возможностью поворота оси относительно продольной оси барабана при перегрузке одной ветви цепи на 30...35 % и обоснован выбор рациональных антифрикционных материалов для сопряженных тел опоры.

6. Установлено, что разработанная сферическая опора оси натяжного барабана снижает нагрузку перегруженной ветви цепи при встрече ковша с непреодолимым препятствием на 23 % по сравнению с базовой модели.

7. Результаты эксперимента удовлетворительно подтвердили достоверность теоретических исследований кинематики тяговой цепи. Разница составляет около 10 %.

8. Применение разработанной опоры самоустанавливающейся оси натяжного барабана позволяет снижение коэффициента динамичности цепного рабочего органа от 2,5 до 1,8.

9. Эффективность разработанной конструкции подтверждена эксплуатационными совместными испытаниями проведенными ВНИИГиМ-ом (г.Москва) и Потийским машиностроительным заводом гидромеханизации. Экономическая эффективность от применения многоковшового цепного устройства новой конструкции составляет около 1450 лари в год на одну машину.

10. По рекомендации приемной комиссии модернизированный земснаряд МЗ-10 был рекомендован, а затем запущен в серийное производство на Потийском машиностроительном заводе гидромеханизации (50 штук/год).

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Гарбузов З.Е., Ильгисонис В.К. Успенский В.П. и др. Землеройные машины непрерывного действия. Москва: Машиностроение. 1965, 276 с.
2. Гарбузов З.Е. Экскаваторы непрерывного действия. Москва: Высшая школа. 1975, 312 с.
3. Домбровский Н.Г. Многоковшовые экскаваторы. Москва: Машиностроение. 1972. 432 с.
4. Фрейкман И.Е., Ильгисонис В.К. Землеройные машины. Ленинград: Машиностроение. 1972, 320 с.
5. Румянцев В.А., Филигин И.З. Траншейные экскаваторы. Москва: Машиностроение. 1980, 102 с.
6. Меламут Д.А. Гидромеханизация в мелиоративном и водохозяйственном строительстве. Учебное пособие для вузов. Москва: Стройиздат. 1981, 305 с.
7. Стариков А.С. Технология работы речных земснарядов. Москва: транспорт. 1969, 280 с.
8. Харин А.И. Разработка грунтов плавучими землесосными снарядами. Издательство литературы по строительству и архитектуре. Москва: 1966, 233 с.
9. Власов А.А. Техническая эксплуатация дноуглубительных снарядов. Москва: Транспорт. 1970, 200 с.
10. Ялалетдинов Ф.Г. Черпаковое устройство многоковшового земснаряда. Авт.св. СССР №428067. Мкл. Е 02 f 3/32, Е 02 f 9/00. 1975.
11. Гарбузов З.У. Рабочий орган многоковшового цепного экскаватора поперечного копания. Авт.св. СССР №396466. Мкл. Е 02 f 3/08, Е 02 f 3/14, 1974.
12. Коновалов П.П. Дноуглубительные снаряды. Москва: Высшая школа. 1968, 260 с.
13. Комаровский А.С. Производство морских дноуглубительных работ. Москва: Транспорт. 1972, 312 с.
14. Царевский А.М. Гидромеханизация мелиоративных работ. Москва: Сельхозиздат. 1963, 248 с.
15. Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. Часть I. Москва: Машиностроение. 1976, 392 с.
16. Шкундин Б.М. Машины для гидромеханизации земляных работ. Москва: Стройиздат. 1982, 183 с.

17. Шкундин Б.М. Гидромеханизация в энергетическом строительстве. Москва: Энергоатомиздат. 1996, 224 с.
18. Шкундин Б.М. Землесосные работы в гидротехническом строительстве. Москва: Высшая школа. 1977, 239 с.
19. Мануйлов Ю.Г., Гарбузов З.У., Донской В.Н. Машины для мелиоративного строительства. Справочник. Москва: Машиностроение. 1978, 222 с.
20. Сутидзе Л.Н. Недостатки цепного грунторазрабатывающего органа и пути их устранения. ГПИ. Науч. труды №4(286), Механические оборудование стройиндустрии. Тбилиси. 1985, с. 17-21.
21. Успенский В.П. Исследование усилий в свободно провисающей ковшовой цепи многоковшовых экскаваторов. Сб. трудов. Ленинград: ВНИИСДМ №16, 1972. с. 17-22.
22. Rasper L. Grosshuftradbagger auf Ruppenfahrwerken für Gtsanntabshjhe GOMVDJ Zeitschrift 13 d Nr. 2691957). 1965.
23. Rasper L. Stand und Entwicklung der Schautelradbagger in der Bundesrepublik Deutschland Braunkohle, Narme und Energie (1964), H.11.
24. Вайнсон А.А. Исследование статических и динамических нагрузок рабочего органа многоковшового траншекопателя. Сборник трудов №31. МИСИ им. В.В.Куйбишева. Москва: Госгортехиздат. 1960, с.28-34.
25. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные и землеройные машины. Москва: Госиздат по строительству и архитектуре. 1955, 478 с.
26. Штокман И.Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров. Москва: Углетехиздат. 1959, 324 с.
27. Картвелишвили Ю.Л. Методика расчета ковшовой цепи канавокопателя на ударную нагрузку. Известия вузов. Машиностроение №7. 1964, с. 16-20.
28. სუთიძე ლ. გრუნტის დამამუშავებელი მანქანების ჯაჭვური მუშა ორგანოს რაციონალური პარამეტრების შერჩევა. სპი-ს პროფესორ-მასწავლებელთა და წარმოების მუშაკთა XXI რესპუბლიკური სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია. მოსხენებათა თეზისები. თბილისი, 1978, გვ. 140.
29. Картвелишвили Ю.Л., Сутидзе Л.Н. Влияние динамических нагрузок на долговечность многоковшового цепного рабочего органа. სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი. საქ. ტექნიკური უნივერსიტეტი. ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა. 2007, №2. გვ. 56-63.
30. Сутидзе Л.Н. Исследование влияния некоторых параметров цепного рабочего органа на характер изменения натяжений цепи. Тбилиси. Машиностроение. ГПИ. Науч. труды 1982, №7(252), с. 29-35.

31. Гомфштенгель Г. Механизация транспорта массовых грузов. Ленинград: ГОСМАШИЗДАТ. 1933, 194 с.
32. Воробев Н.В. Цепные передачи. Москва: Машиностроение. 1968, 304 с.
33. Сутидзе Л.Н. Влияние провисания цепи на возникающие в ней натяжения. XX Республиканская научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава ГПИ и работников производства. Тезисы докладов. Часть II. Тбилиси. 1976, с. 256.
34. Сутидзе Л.Н. Влияние параметров цепного рабочего органа на возникающие динамические процессы. Тбилиси. Машиностроение. ГПИ. Науч. труды №10(201), 1977, с. 62-67.
35. Картвелишвили Ю.Л., Сутидзе Л.Н. Устройство для выравнивания натяжения цепи многоковшового рабочего органа. სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი. საქ. ტექნიკური უნივერსიტეტი. ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა №3. 2007, გვ. 58-63.
36. ქართველიშვილი ი., სუთიძე ღ. სამშენებლო ინდუსტრიის მექანიკური მოწყობილობის ექსპლუატაცია. დამხმარე სახელმძღვანელო. თბილისი: სპი. 1986, 107 გვ.
37. Картвелишвили И.Л.Б Сутидзе Л.Н. Цепной землеройный рабочий орган. Авторское свидетельство СССР №979582. М.Кл. F 02 F 3/08/ Заявлено 06.06.80. №2938849.29-03. Дата опубликования 07.12.82 БИ №45. Дата опубликования описания 17.12.82.
38. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. кн I. Москва: Машиностроение. 1977, 180 с.
39. Волков Д.П., Черкасов В.А. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов. Москва: Машиностроение. 1969, 416 с.
40. Раскатов У.Н., Чуенков В.С. и др. Справочник. Машиностроительные материалы. Москва: Машиностроение. 1980, 380 с.
41. Малов А.Н., Законников В.П. и др. Общетехнический справочник. Москва: Машиностроение. 1982, 512 с.
42. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей . Москва: Машиностроение. 1979, 702 с.
43. Орлов П.Н. Основы конструирования. кн. II. Москва: Машиностроение. 1977, 448 с.
44. შილაკაძე მ. სამშენებლო მანქანების საიმედოობის საფუძვლები. თბილისი. ტექნიკური უნივერსიტეტი. 1998, 214 გვ.

45. შილაკაძე მ., თავხელიძე დ. ტრიბოტექნიკა. თბილისი. ტექნიკური უნივერსიტეტი. 2005, 180 გვ.
46. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. Москва: Машиностроение. 1980, 720 с.
47. Сутидзе Л. Выбор конструктивных параметров и материала опоры оси направляющего барабана многоковшового рабочего органа. სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი. საქ. ტექნიკური უნივერსიტეტი. ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა №2. 2007, გვ. 82-85.
48. Решетов Д.Н. Детали машин. Москва: Машиностроение. 1989, 496 с.
49. ქართველიშვილი ი.დ. სამშენებლო ინდუსტრიის მექანიკური მოწყობილობის დაგეგმარების საფუძვლები. დამხმარე სახელმძღვანელო / თბილისი. სპი-ს გამომცემლობა/ 1983. 102 გვ.
50. წულაია ჰ. რხევების გამოყენებითი თეორია. თბილისი: ტექნიკური უნივერსიტეტი. 2003, 95 გვ.
51. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний и удара. Ленинград: Машиностроение. 1976, 306 с.
52. Бычков Н.П. Речные дноуглубительные снаряды. Государственное транспортное издательство. Москва. 1934, 297 с.
53. Сутидзе Л.Н. Методика проведения динамических испытаний цепного рабочего органа грунторазрабатывающей машины. XIX научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава ВТУЗ-ов Закавказских республик. Тезисы докладов. Часть II. Тбилиси. 1977, с. 96.
54. Шкундин Б.М. Землесосы и земснаряды. Москва:Машиностроение.1961,207 с.
55. Сутидзе Л.Н. Распределение натяжений на отдельных участках цепного рабочего органа многоковшового экскаватора при стопорении одного из ковшей. Научно-техническая конференция. Тбилиси. ГПИ. 1970, с. 23.
56. ქართველიშვილი ი., სუთიძე ლ., ბაიკევეა ე. გრუნტის დამამუშავებელი მანქანების ჯაჭვური მუშა ორგანოს დინამიკური ანგარიში. ანოტაციათა კრებული. საიუბილეო სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია. თბილისი. სპი. 1972, გვ. 258.
57. Картвелишвили И.Л., Сутидзе Л.Н., Чиковани К.В. Разработка и внедрение цепного рабочего органа земснаряда УПМ-2. XXII Республиканская научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава ГПИ и работников производства. Тезисы докладов. Тбилиси. 1979, с. 37.
58. Tsulaia G.G., Sutidze L.N. DETERMINATION OF ORGANIC STRESSES UNIT JF ADREDGEN. // Problems of Mechanics. Tbilisi, 2008, № 1 (30)

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Расчет жесткости пружин подшипников оси натяжного (ведомого) барабана

По полученной жесткости ковшовой цепи подбираем и рассчитываем пружину подвижного подпружиненного натяжного (ведомого, направляющего) барабана. Расчетная схема пружины показана на рис. 1.

Как упругий элемент, пружина здесь выполняет роль амортизатора. Для этой цели подбираем цилиндрическую пружину сжатия круглого сечения.

Чтобы отсутствовало соударение витков у пружины сжатия при максимальной деформации, необходимо соблюдать условие

$$v_0 / v_{kp} \leq 1,$$

где v_0 – наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при перегрузке, м/с;

v_{kp} – критическая скорость пружин сжатия, которая соответствует возникновению соударения витков пружины от сил инерции, м/с.

Выбираем пружину III-го класса, 2-го разряда, материал проволоки – сталь 65 С2ВА, ГОСТ 14963-69, твердостью после термообработки HRC 53...57. Назначаем $v_0 > 6$ м/с и принимаем $v_0 = 10$ м/с. Максимальное напряжение при кручении $\tau_{kp} = 1350 \text{ МПа}$. Сила пружин при предельной деформации $F_{np} = 315...14000 \text{ Н}$.

Силу пружины при предварительной деформации F_1 назначаем по условиям работы механизма.

Принимаем для одной пружины

$$F_1 = \frac{S}{2},$$

где S – усилие (натяжение) в рабочей ветви черпаковой цепи $S \approx 13400 \text{ Н}$;

2 – число пружин. Принимаем для одной пружины

$$F_1 = \frac{13400}{2} = 6670, \text{ Н}.$$

Силу пружины при рабочей деформации F_2 принимаем зависящий от усилия в рабочей ветви ковшовой цепи в случае встречи ковша с препятствием

$$F_2 = \frac{S_{cm}^{max}}{2} = \frac{26800...33500}{2} = 13340...16675, \text{ Н.}$$

Принимаем $F_2 = 12000 \text{ Н.}$

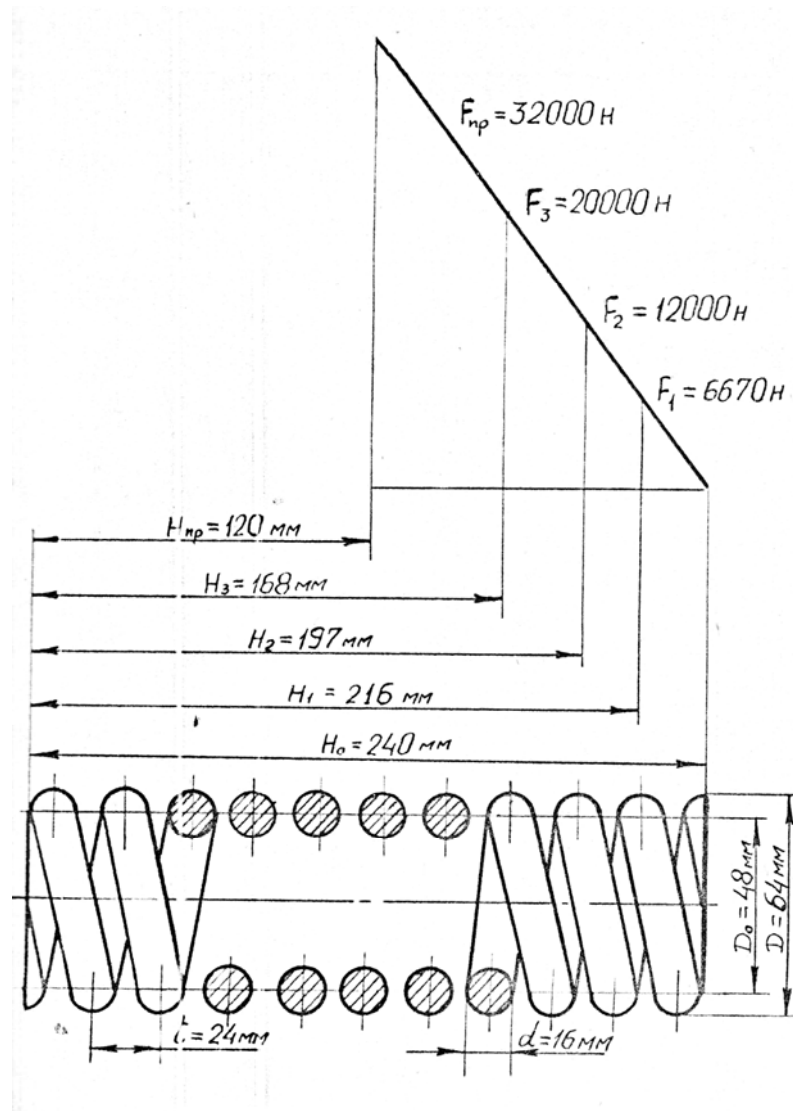


Рис.1. Расчетная схема пружины

Относительный инерционный зазор пружины сжатия

$$\delta = 1 - F_2 / F_3$$

Для пружин сжатия II и III классов $\delta = 0,1...0,4$.

Принимаем $\delta = 0,1$.

Сила пружин при максимальной деформации

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta} = \frac{12000}{1 - 0,1} = 13333,3 \text{ Н.}$$

Критическая скорость пружины

$$v_{kp} = [\tau_{kp}] \left(1 - \frac{F_2}{F_3}\right) / \sqrt{2G\rho},$$

где G – модуль сдвига материала. Для пружинной стали

$$G = 8 \times 10^4 \text{ Н/м}^2.$$

ρ – плотность материала, $\rho = 8 \times 10^{-3}$, г/мм³.

$$v_{kp} = \frac{1350(1 - 12000 : 20000)}{\sqrt{2 \times 8 \times 10^4 \times 8 \times 10^{-3}}} = 15,08, \text{ м/с.}$$

и

$$\frac{v_0}{v_{kp}} = \frac{10}{15,08} = 0,663 < 1$$

Полученное значение указывает на отсутствие соударения витков. Следовательно, выбранная пружина удовлетворяет условиям, заданным эксплуатационными требованиями.

Определим размеры пружины.

Диаметр проволоки пружины

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{kaF_3}{[\tau_{kp}]}}$$

где $a = \frac{D}{d}$ - индекс пружины. Практически $a = 4 \dots 12$.

Так как податливость пружины прямо пропорциональна ее индексу, то для увеличения жесткости пружины индекс a принимаем возможно меньшим. Принимаем $a = 4$.

k – коэффициент влияния на напряжение кривизны витков и поперечной силы. Значение коэффициента k принимается в зависимости от индекса пружины. Принимаем $k = 1,37$.

Тогда

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{1,37 \times 4 \times 20000}{1350}} = 14,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 16$ мм.

Рабочий ход пружины назначаем по условиям работы механизма.

Допустим $h = 20$ мм.

Жесткость одного витка пружины определяем по формуле

$$C_1 = Gd / (8a^3),$$

где G – модуль сдвига материала проволоки пружины.

Для пружинной стали получим жесткость, равную

$$C_1 = \frac{8 \times 10^4 d}{8 \times a^3} = 2500 \text{ Н/мм}$$

Жесткость всей пружины

$$C = \frac{F_2 - F_1}{h},$$

где h – рабочий ход пружины.

$$C = \frac{20000 - 6670}{20} = 266,5 \text{ Н/мм}$$

Число рабочих витков пружины

$$n = \frac{C_1}{C} = \frac{2500}{266,5} = 9,35 \text{ Н/мм}$$

Полное число витков

$$n_1 = n + n_2$$

где $n_2 = 1,5 \dots 2$ – число опорных витков.

Принимаем $n_2 = 2$,

$$\text{Диаметр пружины} \quad D = ad = 4 \times 16 = 64 \text{ мм.}$$

Средний диаметр пружины

$$D_0 = D - d = 64 - 16 = 48 \text{ мм}$$

Предварительная деформация пружины

$$\varpi_1 = \frac{F_1}{C} = \frac{6670}{278} = 24 \text{ мм.}$$

Рабочая деформация пружины

$$\varpi_2 = \frac{F_2}{C} = \frac{12000}{278} = 43 \text{ мм}$$

Максимальная деформация пружины

$$\varpi_3 = \frac{F_3}{C} = \frac{20000}{278} = 72 \text{ мм}$$

$$d = \frac{D}{d} \sqrt{\frac{kaF_3}{[\tau_{kp}]}}$$

Высота пружины при максимальной деформации

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3)d = (11 + 1 - 1,5)16 = 168 \text{ мм}$$

n_3 – число зашлифованных витков, $n_3 = 1,5$.

Высота пружины при свободном состоянии

$$H_0 = H_3 + \varpi_3 = 168 + 72 = 240 \text{ мм}$$

Высота пружины при предворительной деформации

$$H_1 = H_0 - \varpi_1 = 240 - 24 = 216 \text{ мм}$$

Высота пружины при рабочей деформации

$$H_2 = H_0 - \varpi_2 = 240 - 43 = 197 \text{ мм}$$

Шаг пружины в ненагруженном состоянии

$$t = \varpi_3^{\perp} + d = 8 + 16 = 24 \text{ мм}$$

где $\varpi_3^{\perp} = \frac{\varpi_3}{n} = \frac{72}{9} = 8 \text{ мм}$ – максимальная деформация одного витка.

Длина развернутой пружины

$$L \cong 3,2D_0n_1 = 3,2 \times 48 \times 11 = 1690 \text{ мм}.$$

Масса пружины

$$M = 19,25 \times D_0 d^2 n_1 = 19,25 \times 10^{-6} \times 48 \times 16^2 \times 11 = 2,6 \text{ кг}.$$

Объем занимаемый пружиной

$$W = 0,758D^2H_1 = 0,758 \times 64^2 \times 216 = 670630 \text{ мм}^3.$$

Жесткость двух пружин

$$C = C_1 + C_2 = 278 + 278 = 556 \text{ Н/мм}.$$

Общая жесткость системы

$$Z = \frac{E_0 C}{C + E_0} = \frac{12,2 \times 10^6 \times 556}{556 \times 12,2 \times 10^6} = 555,97 \text{ Н/мм}.$$

Следовательно, выбранная пружина обеспечивает нужную стойкость цепного рабочего органа земснаряда.

Нагружающее устройство для испытательного стенда

С целью иммитации рабочей нагрузки нами спроектировано и изготовлено нагружающее устройство, показанное на рис.2. Оно состоит из неподвижно закрепленных стержней 6 с размещенным на них спиральным пружинам 5, регулировка которых осуществляется с помощью гаек 1. Устройство размещено на металлическом каркасе 9, установленном под цепным рабочим органом с таким расчетом, что дугообразные колодки с накладками 3 из фрикционного материала оказались расположенными в „зоне копания”. Чтобы избежать ударов ковшей при входе их в пространство между прижимными колодками, последние в плане изогнуты. Размеры нагружающего устройства в целом соответствуют траектории и размерам так называемой „зоны копания”

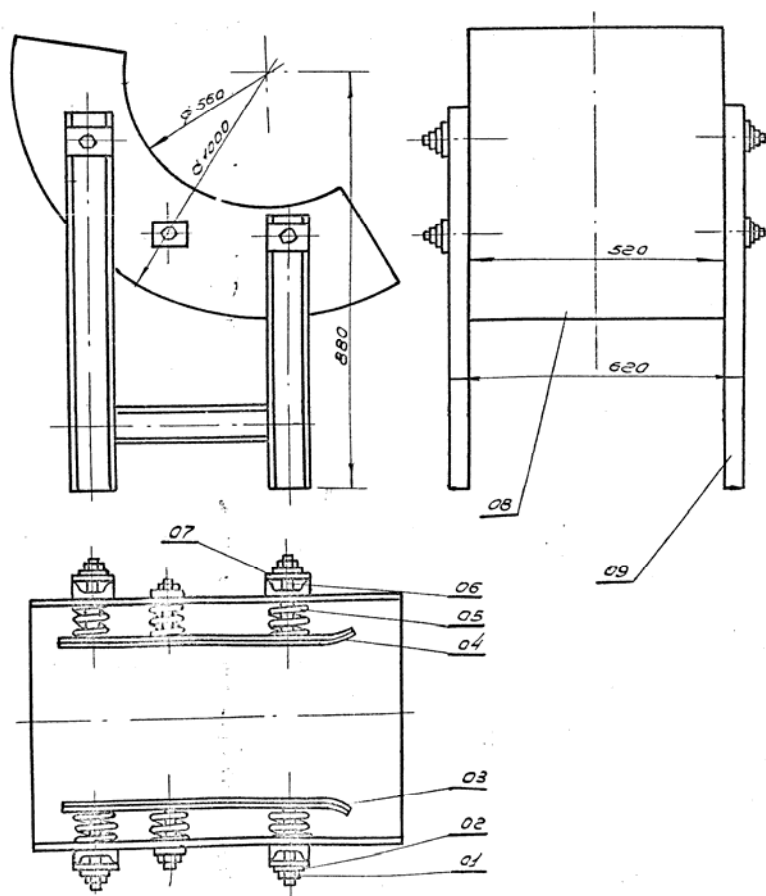


Рис. 2. Нагружающее устройство

Графоаналитическое определение провеса цепи рабочего органа универсальной плавучей машины УПМ-2

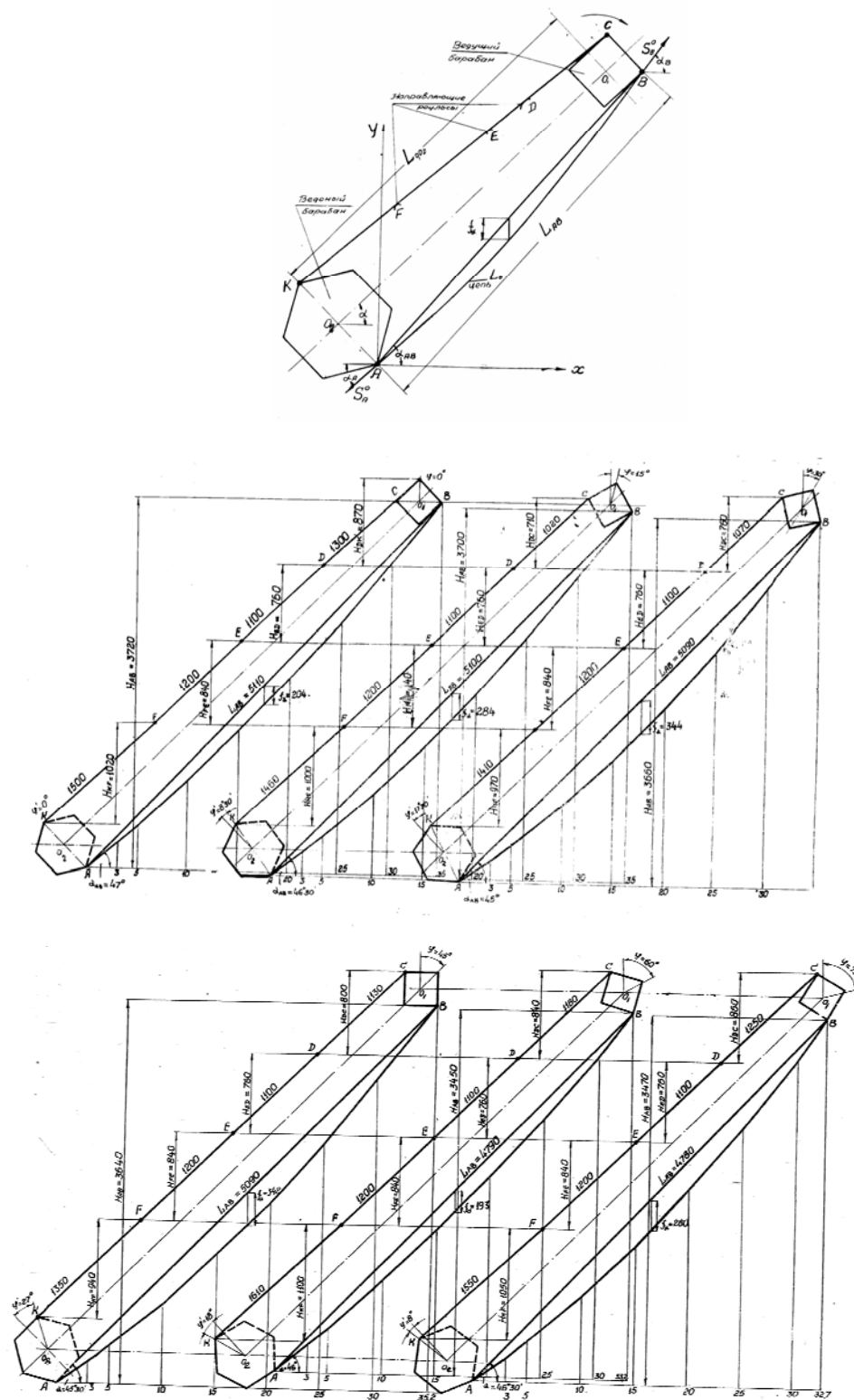


Рис. 3. Графики провесов цепи

$$f_{\min} = 193 \text{ мм}; \quad f_{\max} = 344 \text{ мм};$$

**Компьютерная программа решения дифференциального уравнения
движения цепи**

```
#include <vcl.h>
#pragma hdrstop
#include <math.h>
#include "Gra.h"
//-----
#pragma package(smart_init)
#pragma resource "*.dfm"
TForm1 *Form1;
int n=2;
float r=0,w1,w2,w3,q1,q2,yco,yc1o,xco,yc2o;
float w[4],k[4],f[4],y[4],q,q5=0,qf=0,qv=0;
float h=0.005,x=0.0,xc=25.0,v,np=30,cp=exp(2*log(314)),
as=13.083,af=13.083,av=13.083,s,s1=24,z =0.076;
//-----
__fastcall TForm1::TForm1(TComponent* Owner)
: TForm(Owner)
{
}
//-----
#pragma argsused
void eqf()
{
    f[0]=y[1];
    f[1]=-50.35*y[0]+0.54*q5;    // -5*y[1]
}

void __fastcall TForm1::RC()
{
    int i;
    // float pi;
    if(r<1)
    {
        for (i=0;i<n;i++)
            w[i]=0;    // pi 628
        y[i]=w[i];    // w[2]=1; w[0]=2;
    }

    eqf ();
    for (i=0;i<n;i++)
    {
        v=h*f[i];
        k[i]=v;
        y[i]=w[i]+v/2;    }
    x=x+h/2;
    eqf ();
    for (i=0;i<n;i++)
    {
        v=h*f[i];
        k[i]=k[i]+2*v;
        y[i]=w[i]+v/2;    }
    eqf ();
    for (i=0;i<n;i++)
    {
        v=h*f[i];
        k[i]=k[i]+2*v;
        y[i]=w[i]+v;    }
    x=x+h/2;
    eqf ();
    for (i=0;i<n;i++)
    {
        y[i]=w[i]+(k[i]+h*f[i])/6;
        w[i]=y[i];
    }

    w1=as*x;
    w2=af*x;
    w3=av*x;

    //    q5=sin(w1); if(w1>1.57)q5=0;
    if(sin(w1)>0)q5=sin(w1);else q5=(-1)*sin(w1);
}
```

```

}
void __fastcall TForm1::LB()
{
    {TRect aRect;xc=25;
    aRect=Rect(0,0,550,500);
    Canvas->Brush->Color=c1White ;
    Canvas->FillRect(aRect);
    Canvas->MoveTo(25,100);

        Canvas->LineTo(25,420);
        Canvas->MoveTo(25,250);
        Canvas->LineTo(730,250);

    }
}

void __fastcall TForm1::Grc(float j,float j1,float j2 )
{ float yc,yc1,yc2;

    yc=25*j;

        Canvas->MoveTo(xco,250-yc0);
        Canvas->LineTo(xc,250-yc);

    yc1=25*j1;
    // Canvas->Pixels[xc][250-yc1]=c1Black;
    Canvas->MoveTo(xco,250-yc10);
    Canvas->LineTo(xc,250-yc1);
    yc2=0.1*j2;// 25
        Canvas->MoveTo(xco,250-yc20);
        Canvas->LineTo(xc,250-yc2);
    xco=xc; yco=yc; yc10=yc1;yc20=yc2;
    // Canvas->Pixels[xc][300-yc1]=c1Black;
}

void __fastcall TForm1::Timer1Timer(TObject *Sender)
{ char tf; // tf=false; r=1; r1=1; r2=1;
  tf=true;

    Timer1->Enabled = tf;
    Timer1->Interval =5;

        RC(); // for(i=0;i<44;i++)

        xc+=1;
        q= 0.21*20; // 24*0.076*qs*1.2;
    // q= y[0]*80;
    // if(s<q)s1=q;
    // Canvas->TextOut(200,25,q1);
    // s=q;

    q1=24*z*qs;// if((w1>4*3.14)&&(w1<5*3.14))q1=44*z*qs;else
    // if(w1>4.38*3.14)q1=0;
    // q1=24*0.071*qs;
    q2= 0.39*3300*3300*(1-y[0]/6.28);
    Grc(q,q1,q2);
    r++; if (r>490 ) Timer1->Enabled =false; // 216
        if(r==1)LB();
}

```

**Модернизированный земснаряд МЗ-10 выпущенный Потийским
машиностроительным заводом гидромеханизации**



6.1. Испытательный стенд



6.2. Фрагмент испытательного стенда



УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
проф. А.Д. Нозадзе
"04" 06 1984 г.
и п.

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой ВНИИГ.М.
"06" 06 1984 г.
и п.

Технический акт внедрения

Мы, нижеподписавшиеся, комиссия в составе:
от ГПИ им. В. И. Ленина Зав. отдела внедрения доп. Суладзе Г., зав. каф. № 6
НОСИ проф. Картвелия вили Д.А., ст. препод. Сутидзе Л.М.
(должность, ф. и. о.)

от предприятия (организации) Всесоюзный НИИ гидротехники и мелиорации им. А.Н. Костякова / Г. Костяков / зав. лабораторией очистки гидросооружений
(наименование предприятия, должность и ф. и. о.)
к.т.н. Бадаев Л.И.

составили настоящий акт в том, что по научно-исследовательской работе
Исследование и проектирование лепного рабочего органа
(шифр и полное наименование темы, ее раздела или этапа)
мелиоративного земснаряда

в 1982 году предприятия (организации) Всесоюзном НИИ гидротехники и мелиорации им. А.Н. Костякова
(наименование предприятия)

внедрены в производство при проектировании нового мелиоративного земснаряда
методика выбора рациональных параметров лепного рабочего органа
(указываются конкретные мероприятия, которые внедрены)
№ 10, которая позволяет повысить надежность и долговечность, а
также производительность машины.

В результате внедрения ^{комплект} указанных мероприятий реальный экономический эффект за 198 г. составил Материалы оснащены из 3-ти рабочих органов. Экономический эффект (сумма прописью)

~~Эффективность одного рабочего органа не выделялась. Годовой расчетный экономический эффект на один земснаряд составляет 2,4 тыс. руб.~~
Ожидаемый экономический эффект от полного внедрения результатов научных исследований составит

_____ руб.
расчет экономического эффекта на _____ стр. прилагается. *)

Подпись представителей
ГПИ им. В. И. Ленина

1. Зав. сектором внедрения ОНИР
доц. Суладзе Г.
2. Научный руководитель д.т.н. 1985.
Картвелишвили В.И.
3. Ответственный исполнитель
ст. препода. Сутидзе Л.И.
4. _____

" " Март 198 г.

Подпись представителей
предприятия (организации)

1. ~~Зав. лаб. очистки~~
2. гидросооружений Бадаев Л.И.
3. _____
4. _____
5. Нач. планового
отдела _____

" " Март 198 г.

*) Без расчета экономического эффекта акт недействителен

Приложение 8



Министерство
мелиорации и водного хозяйства
СССР

ВЕСОЮЗНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
ГИДРОТЕХНИКИ И МЕЛИОРАЦИИ
им. А.Н. КОСТЯКОВА (ВНИИГМ)

127550, Москва, ул. Б. Академическая, 44.
тел. 216-32-51

17.02.83 № 18/2-24/1993

на № _____

ЗАМЕСТИТЕЛЬ ДИРЕКТОРА

Исп.: Бадаев Л.И.
Тел.: 153-65-71.

ГПИ имени Ленина
г.Тбилиси, ул.Ленина, 77

проректору Т.НОВАДЗЕ А.Д.

При этом направляем ксерокопию
акта испытаний земснаряда МЗ-10,
в создании которого участвовали
сотрудники кафедры строительно-
дорожных машин (Сутидзе Л.Н.)

Н.Н.КРЕМЕНЕЦКИЙ