

РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАНІКА»

УДК 621.744

МОГИЛЕВЦЕВ О.А., к.т.н., доцент
БАШЕНКО Б.В., студент
ОРЛАТЫЙ Г.В., студент

Днепродзержинский государственный технический университет

ВЛИЯНИЕ ВЫСОТЫ «ВРЕДНОГО» ПРОСТРАНСТВА НА РАБОТУ ВСТРЯХИВАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ФОРМОВОЧНЫХ МАШИН

Введение. Показатели работы встряхивающих механизмов формовочных машин зависят от их конструктивных параметров, к которым следует отнести: площадь и диаметр встряхивающего поршня, относительные площади впускных и выхлопных отверстий, высоту «вредного» пространства, величину участков хода поршня. Используя разработанный в Днепродзержинском государственном техническом университете (ДГТУ) пакет компьютерных программ [1], можно моделировать работу различных встряхивающих механизмов и анализировать влияние конструктивных и технологических параметров на показатели работы, что позволяет выбрать оптимальную величину конструктивных параметров.

Постановка задачи. *Целью работы* является исследование влияния высоты вредного пространства пневматического цилиндра на параметры работы встряхивающих механизмов формовочных машин.

Результаты работы. *Методика исследования.* Исследование выполняли методом численного эксперимента на компьютерных моделях встряхивающих механизмов. Выбрали три виртуальных механизма: клапанный (с распределением воздуха с помощью двухседельного перекидного клапана), поршневой (с распределением воздуха с помощью встряхивающего поршня) и золотниковый.

Различие в показателях работы встряхивающих механизмов объясняется особенностями рабочего цикла встряхивания. Рабочий ход поршневого и золотникового механизма состоит из следующих участков: при движении встряхивающего поршня вверх: хода наполнения (впускное отверстие открыто, а выхлопное закрыто); хода расширения (закрыты оба отверстия); хода инерции (открыт выхлоп и закрыт впуск); при движении поршня вниз: хода выхлопа (открыт выхлоп и закрыт впуск); хода сжатия (закрыты оба отверстия); хода предварения впуска (открыт впуск и закрыт выхлоп). Во всех механизмах ход сжатия равен ходу расширения. При движении поршня отверстия открываются и закрываются постепенно. В золотниковом механизме ход предварения впуска меньше хода наполнения, в поршневом механизме эти участки всегда равны между собой.

Основными особенностями клапанных механизмов является отсутствие хода расширения (и, соответственно, сжатия) и практически мгновенное открывание и закрывание отверстий.

Конструктивные параметры, которые не изменяли в процессе данного исследования, приняли на основе рекомендаций [2, 3]:

- для всех механизмов: диаметр встряхивающего поршня $D = 200$ мм; коэффициент запаса площади поршня 1,4; коэффициент расхода воздуха на впуске 0,3, на выхлопе 0,5; коэффициент восстановления скорости при ударе 0,5; давление воздуха в магистрали (абсолютное) $p_m = 0,65$ МПа;

- для клапанного и золотникового механизмов: диаметр впускного отверстия (оно же и выхлопное) $d = 25$ мм, что соответствует относительной площади отверстия

0,0156; ход наполнения $S_e = 55$ мм, ход предварения впуска $S_z = 25$ мм. Для золотникового механизма ход расширения $S_r = 10$ мм (для клапанного он всегда равен нулю);

- для поршневого механизма: диаметр впускного отверстия $d = 22$ мм (его относительная площадь 0,012); диаметр выхлопного отверстия $d_0 = 35$ мм (относительная площадь 0,030) ход наполнения и ход предварения впуска (для поршневых механизмов они одинаковы) $S_e = S_z = 55$ мм; ход расширения $S_r = 10$ мм.

Одним из важных конструктивных параметров встряхивающего механизма является высота вредного пространства. «Вредным» по традиции (неудачно) называют пространство под поршнем при его нижнем положении. В процессе исследования изменяли величину вредного пространства в пределах, когда механизм сохраняет работоспособность. Для перевода высоты вредного пространства в безразмерную форму ввели понятие конструктивной высоты S_k подъема поршня, которая равна ходу поршня от нижнего положения до начала открывания выхлопного отверстия, то есть сумме хода наполнения и хода расширения. Относительную высоту σ_o «вредного» пространства определяли как отношение его приведенной высоты S_o к конструктивной высоте S_k подъема поршня.

Изучали влияние относительной высоты «вредного» пространства на следующие показатели работы механизмов после их выхода на стабильный режим работы: полный ход S встряхивающего поршня (высоту встряхивания); удельную энергию удара e , Дж/м²; мощность N , кВт, развиваемую механизмом; индикаторный расход $V_{инд}$, л, свободного воздуха за один цикл встряхивания; удельный расход $V_{уд}$, л/кДж, свободного воздуха на получение одного килоджоуля энергии. Методика расчета этих показателей описана в [4].

Найденные зависимости показателей работы механизмов от относительной высоты «вредного» пространства показаны на рис.1-5.

Все механизмы сохраняют работоспособность при изменении относительной высоты «вредного» пространства в широком интервале, однако показатели работы при этом существенно изменяются. При малых величинах σ_o индикаторная диаграмма искажается: имеет место нагнетание воздуха в магистраль в конце хода поршня вниз.

Как видно из рис.1, кривые высоты встряхивания имеют максимум. Для золотникового механизма наибольшая высота подъема встряхивающего поршня соответствует относительной высоте «вредного» пространства, равной 0,7...0,8; для клапанного – 0,9...1,1; для поршневого – около 1,2. Наибольшая величина высоты встряхивания характерна для золотникового механизма, наименьшая – для клапанного, причем эта разница невелика: около 4%.

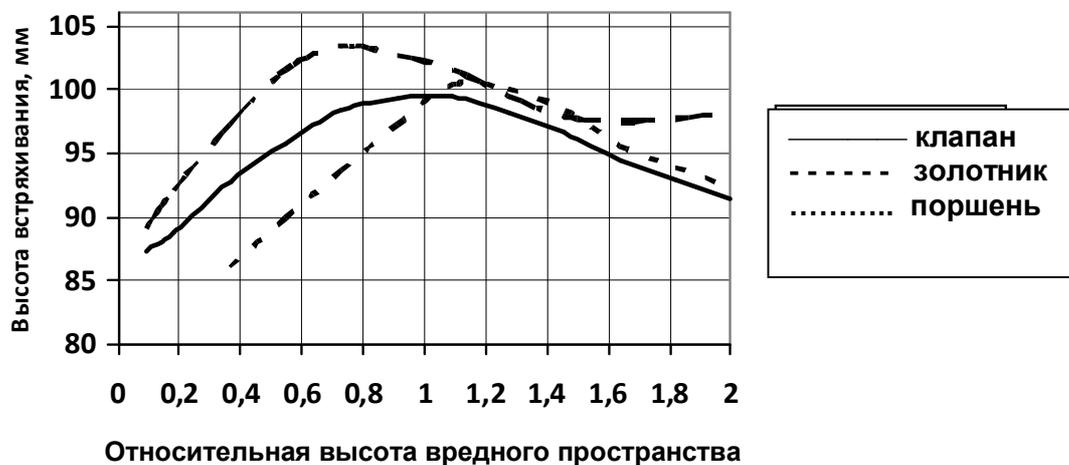


Рисунок 1 – Зависимость полного хода поршня (высоты встряхивания) от относительной высоты вредного пространства

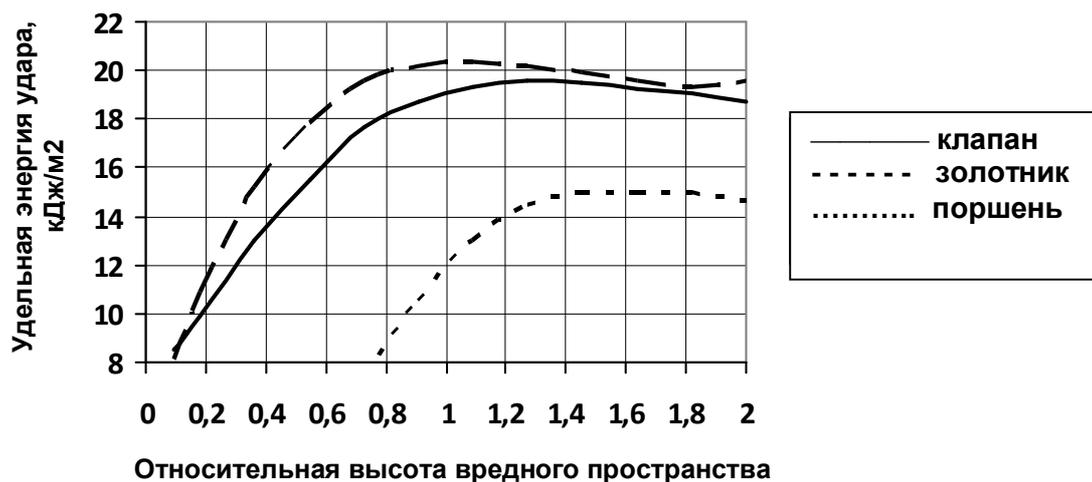


Рисунок 2 – Зависимость удельной энергии удара от относительной высоты вредного пространства

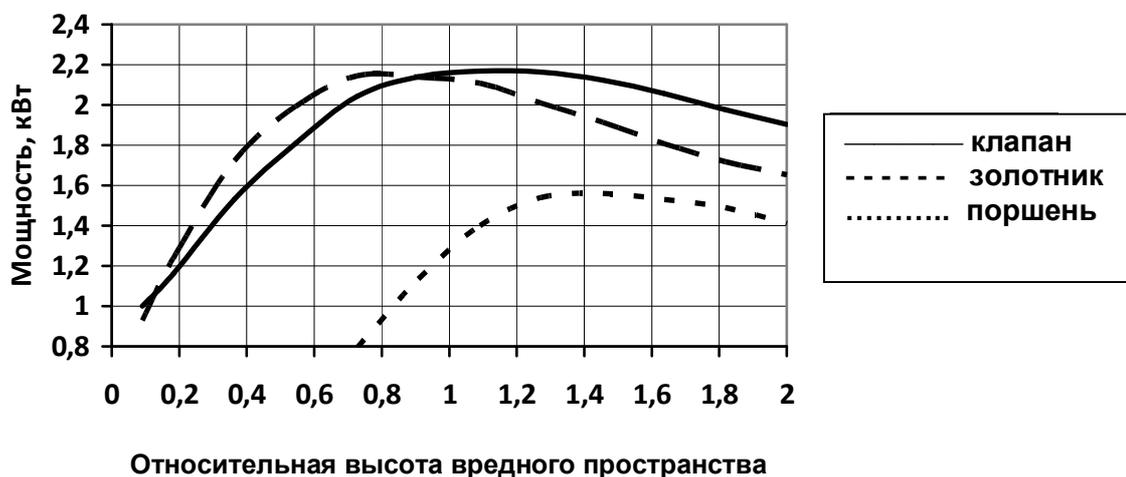


Рисунок 3 – Зависимость мощности от относительной высоты вредного пространства

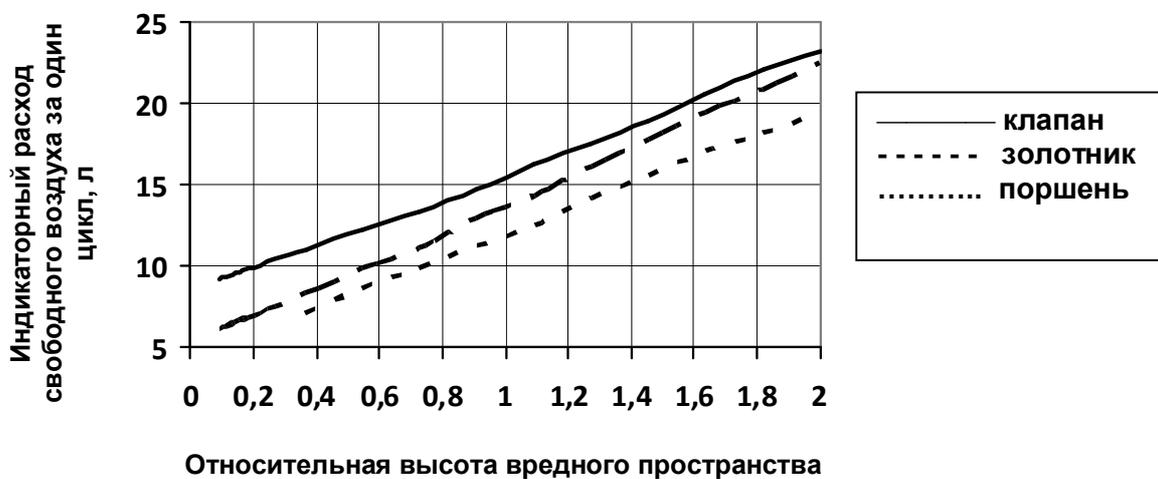


Рисунок 4 – Зависимость индикаторного расхода свободного воздуха от относительной высоты вредного пространства

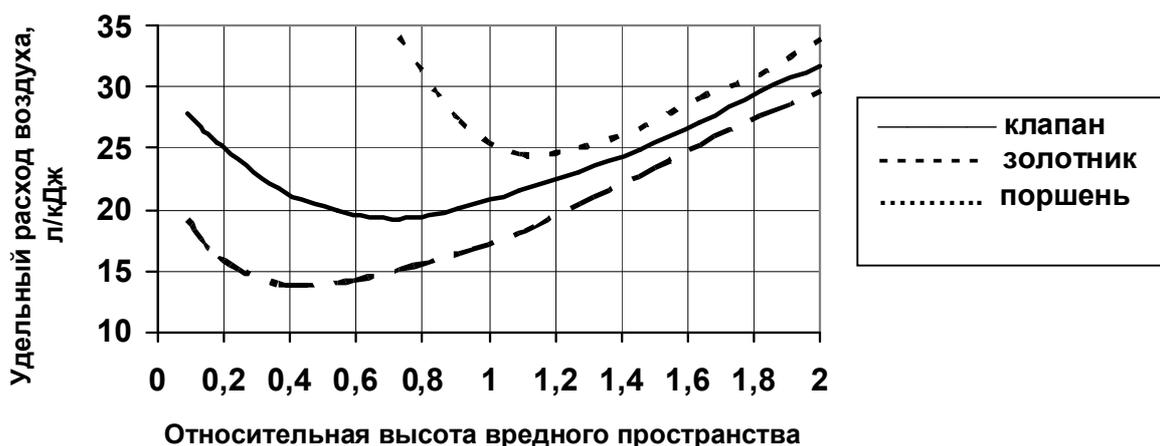


Рисунок 5 – Зависимость удельного расхода свободного воздуха на 1 кДж полезной энергии от относительной высоты вредного пространства

Удельная энергия удара (рис.2) для клапанного и золотникового механизмов сохраняет почти постоянное значение при относительной высоте «вредного» пространства более 0,8...1,0; при меньших значениях e достаточно быстро снижается. Подобная закономерность наблюдается и для поршневого механизма, однако граничное минимальное значение σ_o больше и равно 1,3. Обращает на себя внимание, что максимальное значение e для поршневого механизма существенно (на 27-30%) меньше, чем для двух других.

Важным показателем является мощность механизма, от которой зависит его производительность. Кривые зависимости мощности от σ_o (рис.3) имеют максимум: для золотникового механизма при $\sigma_o = 0,8...1,0$; для клапанного 1,0...1,2; для поршневого 1,3...1,7. Максимальная мощность поршневого механизма на 30% меньше, чем прочих.

Индикаторный расход свободного воздуха, как и следовало ожидать, растет с увеличением вредного пространства (рис.4), причем разница для разных механизмов не превышает 10%.

Эффективность использования энергии сжатого воздуха определяется его удельным расходом на получение 1 кДж полезной энергии. Как видно из рис.5, этот показатель существенно зависит от типа механизма и от величины вредного пространства. Минимальный удельный расход воздуха имеет место: для золотникового механизма при $\sigma_o = 0,4$; для клапанного при 0,7; для поршневого при 1,1. Наименьший удельный расход воздуха характерен для золотникового механизма, наибольший – для поршневого, причем разница достигает 40 %.

Выводы. Компьютерное моделирование работы различных встряхивающих механизмов с одинаковым диаметром встряхивающего поршня показало, что показатели их работы существенно зависят от величины «вредного» пространства, причем относительная его высота для достижения максимальной мощности и максимального использования энергии сжатого воздуха не совпадает. Так, для золотникового механизма максимальная мощность достигается при $\sigma_o = 0,8...1,0$; а максимальная эффективность использования энергии сжатого воздуха – при $\sigma_o = 0,4$; для клапанного механизма – при 1,0...1,2 и при 0,7; для поршневого механизма – при 1,3...1,7 и при 1,1 соответственно. Наилучшими показателями обладает золотниковый механизм, для которого максимальная мощность 2,2 кВт, а минимальный удельный расход воздуха 14 л/кДж. Хуже используется воздух в клапанном механизме: $N_{max} = 2,2$ кВт, $V_{уд. min} = 20$ л/кДж. Наихудшие показатели имеет встряхивающий механизм с поршневым воздухораспределением: $N_{max} = 1,6$ кВт; $V_{уд. min} = 25$ л/кДж. По-видимому, это связано с неоптимальным соотношением хода наполнения и хода предварения впуска, поскольку эти величины

для поршневого механізму завжди рівні між собою в силу його конструктивних особливостей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Могилевцев О.А. Компьютерное моделирование работы встряхивающих механизмов формовочных машин / О.А.Могилевцев, А.А.Тонконог // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2010. – № 2 (123). – С.96-98.
2. Аксенов П.Н. Оборудование литейных цехов: [учебник для вузов] / Аксенов П.Н. – М.: Машиностроение, 1979. – 510с.
3. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства / Горский А.И. – М.: Машиностроение, 1978. – 551с.
4. Могилевцев О.А. Влияние нагрузки на работу встряхивающих механизмов формовочных машин / О.А.Могилевцев, А.А.Литвиненко, Е.С.Тарануха // Сборник научных трудов ДГТУ (технические науки). – Днепропетровск: ДГТУ. – 2011. – Вып. 2 (17). – С.118-124.

Поступила в редколлегию 18.06.2012.

УДК 621.923

МОЛЧАНОВ В.Ф., к.т.н., доцент

Дніпропетровський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОПУСКНОЇ СПРОМОЖНОСТІ ФІЛЬТРУВАЛЬНИХ СІТОК

Вступ. У сучасному машинобудуванні при механічній обробці деталей машин сучасний прогрес передбачає вдосконалення технологій з метою підвищення якості і зниження собівартості продукції. Важливе значення в цьому напрямі набуває широке застосування мастильно-охолоджуючих рідин. На підприємствах машинобудування працюють високопродуктивні агрегати і верстати, в яких основним технологічним елементом є рідина. В процесі роботи технологічні рідини безперервно і інтенсивно забруднюються твердими частинками.

Тому для підтримки вищезазначених факторів в належному робочому стані необхідно створення якісної системи очистки рідин.

Із збільшенням різноманітності МОР і мастил, які використовують в машинобудуванні, відповідно зростають і вимоги до технології і апаратного оснащення систем очистки. Рішення даної задачі пов'язане з певними труднощами.

Для відновлення початкових властивостей технологічні рідини очищають від механічних включень. У практиці широке застосування знайшов спосіб очистки рідини фільтрацією.

У вітчизняній і зарубіжній промисловості є ряд пристроїв для відділення великих частинок від рідини, а також очищення рідини від дрібних частинок, для чого використовуються різні види сіток. Наприклад, найбільш ефективним способом відділення гірничих порід від води є використання вібросит, для відділення стружки від емульсії на металорізальних верстатах широко використовують барабанні сита [1], для очищення багатьох видів рідини застосовують фільтрувальні установки [2]. У всіх цих пристроях використовуються або перфоровані листи металу, або металеві сітки.

Очистка фільтрацією здійснюється відділенням твердих частинок сітчастою перегородкою при проходженні через неї забруднених рідин під дією сил тиску або вакууму [1, 2]. Затримання частинок фільтрувальною перегородкою здійснюється або зов-

нішньою поверхнею з утворенням осаду, або внутрішньою поверхнею наскрізних каналів. Тому фільтрувальні установки поділяють на два типи: поверхневі і пористі. Фільтрувальні установки компактні, високопродуктивні, володіють високим ступенем і тонкістю очистки.

Слід відзначити, що питання впливу параметрів сіток на їх фільтрувальну здатність залежно від характеристик рідини теоретично і експериментально вивчені недостатньо. У вітчизняній і зарубіжній літературі є деяка інформація про характеристики різних сіток, але вона носить загальнопізнавальний і інформаційний характер. В ній відсутні дані про пропускну спроможність сіток при різному розмірі чарунки, при різній в'язкості рідини, тиску стовпа рідини над сіткою і так далі. Все це значною мірою стримує широке впровадження пристроїв для відділення твердих частинок від рідини і фільтрації її від дрібних частинок з використанням сіток.

При фільтрації досягається достатньо повне виділення частинок з рідин з високим ступенем очищення. Незважаючи на це, даний метод очистки не позбавлений недоліків. Це високі експлуатаційні витрати і велика витрата фільтрувальних матеріалів. Крім того, технологічні параметри і режими роботи не мають достатніх теоретичних і експлуатаційних обґрунтувань. Рішення поставленої задачі можливе на базі теоретичних досліджень.

Для визначення дійсної пропускну спроможності сіток при різних їх параметрах можуть бути прийняті два методи: теоретичний і експериментальний. Отримані теоретичні висновки не дають однозначної відповіді про вплив параметрів сіток і характеристик рідини на пропускну спроможність, оскільки багато дослідників розглядають цей процес і фільтрувальну систему надто складними.

Постановка задачі. На основі проведеного аналізу з метою вдосконалення технології фільтрування рідини в даній роботі поставлена задача: дослідити вплив характеристик сітчастих фільтрів і фізико-хімічних властивостей рідин на процес фільтрації через сітчастий фільтрувальний елемент з метою визначення їх пропускну спроможності.

Втрати напору при фільтрації залежать лінійно від швидкості фільтрації. Ця залежність отримала назву закону опору при фільтрації або лінійного закону фільтрації – закон Дарсі [1].

При фільтрації суспензії по циліндричній трубі діаметром d (рис.1) проходить через сітчастий фільтроелемент, в якому відбувається процес фільтрування рідини (суспензії). Відповідно до рівняння Бернуллі для перетинів $a-a$ і $b-b$ можемо записати вирази повного напору:

$$\begin{aligned} H_{a-a} &= Z + \frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_a^2}{2g}; \\ H_{b-b} &= Z + \frac{P_b}{\gamma} + \frac{V_b^2}{2g}, \end{aligned} \quad (1)$$

де H_{a-a} – повний напір в перетині $a-a$, м;

H_{b-b} – повний напір в перетині $b-b$, м;

Z – висота розташування центру тяжіння перетину, виміряна від порівняльної горизонтальної площини, м;

p_a – тиск гідродинамічний в перетині $a-a$, Па;

p_b – тиск гідродинамічний в перетині $b-b$, Па;

γ – щільність фільтрувальної рідини, Н/м^3 ;

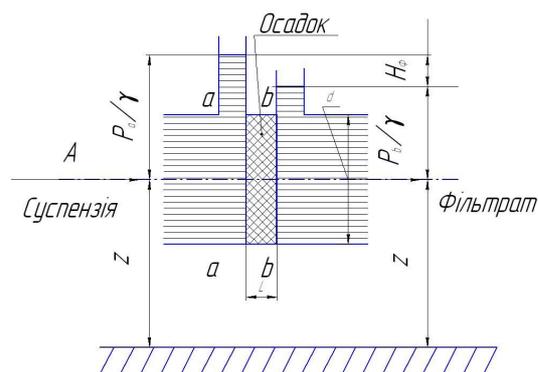


Рисунок 1 – Схема виведення лінійного закону фільтрації

V_a – швидкість фільтрувальної рідини в перетині a–a, м/с;
 V_b – швидкість фільтрувальної рідини в перетині b–b, м/с;
 g – прискорення сили тяжіння.

У формулах (1) складові $V_a^2/2g$ і $V_b^2/2g$, що представляють швидкісну висоту або швидкісний напір при фільтрації, є незначними величинами в порівнянні з п'єзометричною висотою або п'єзометричним напором (складові p_a/γ і p_b/γ). Тому швидкісним напором при дослідженні питань фільтрації можна знехтувати.

Втрати напору на ділянці l між перетинами a-a і b-b складуть

$$H_\phi = H_{a-a} - H_{b-b} . \quad (2)$$

Користуючись введеними позначеннями, можемо записати математичний вираз лінійного закону фільтрації – закон Дарсі:

$$Q = K_\phi F \frac{H_\phi}{l} , \quad (3)$$

де Q – витрата фільтрованої рідини (суспензії), м³/с;

K_ϕ – коефіцієнт фільтрації, м/с;

F – площа перетину труби, м²;

H_ϕ – втрати напору на ділянці фільтрації довжиною l , м;

l – довжина ділянки фільтрації, м.

Коефіцієнт фільтрації має розмірність швидкості і характеризує властивості фільтрувального матеріалу стосовно конкретного виду фільтрованої рідини. Відношення H_ϕ/l є градієнтом напору або п'єзометричним ухилом. Ввівши позначення для градієнта напору J , отримаємо вираз закону Дарсі в такому вигляді:

$$Q = K_\phi F J . \quad (4)$$

Враховуючи, що швидкість фільтрування визначається формулою $V = Q/F$, можемо записати закон Дарсі у вигляді

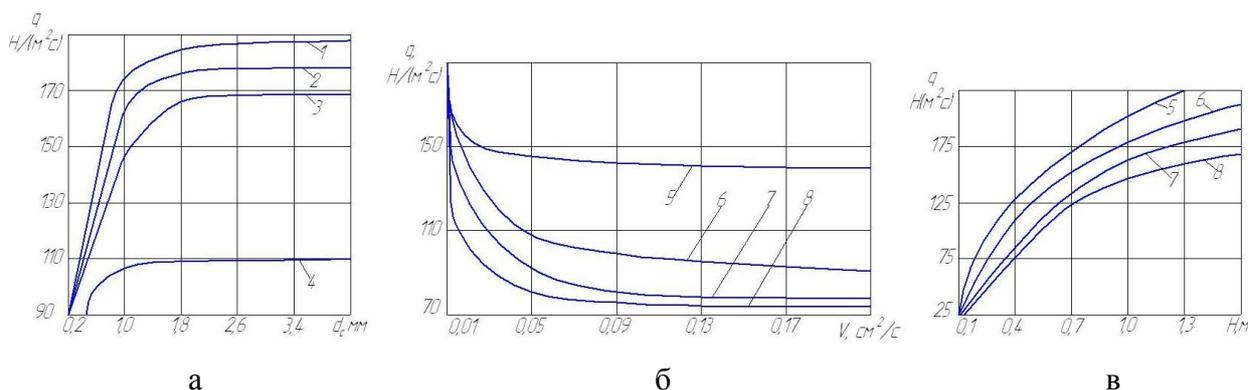
$$V = K_\phi J . \quad (5)$$

Здатність фільтрувального елемента пропускати рідину залежно від кількості, розмірів і конфігурацій порових каналів називається проникністю. Коефіцієнт проникності – величина, що чисельно дорівнює швидкості фільтрування рідини з в'язкістю, рівній одиниці, при перепаді тиску, рівному одиниці, через фільтрувальну перегородку товщиною, рівною одиниці.

Результати роботи. Питаннями фільтрування рідини через сітчасті пористі фільтрувальні елементи займалися багато дослідників [2], якими було запропоновано формули для визначення коефіцієнта проникності, виведених теоретичним шляхом.

Необхідно відзначити, що визначення коефіцієнта проникності бажано проводити експериментальним шляхом, оскільки запропоновані теоретичні формули не дають достатньо точних результатів [3].

Експериментальні дослідження питомої пропускної спроможності сіток в залежності від матеріалу, розміру чарунки d_c , в'язкості рідини γ і висоти стовпа рідини H над сіткою наведені на рис.2. Аналіз графічних залежностей $q = f(d_c)$ показує, що на питому пропускну спроможність сіток в значній мірі впливають розмір чарунки, а також матеріал сіток (рис.2, а). Із збільшенням розміру чарунки від 0,0 до 1,0 мм залежність $q = f(d_c)$ носить прямолінійний характер для всіх матеріалів сіток. При розмірі чарунок від 1,0 до 2,4 мм виявляється перехідна зона, де градієнт dq/dd_c має складний характер. Подальше збільшення розміру чарунки сітки практично не впливає на питому пропускну спроможність.



- 1 – сітки латунні; 2 – нержавіючі; 3 – сталеві; 4 – капронові;
 5 – сталеві сітка ($d_c=4\text{мм}$); 6 – нержавіюча ($d_c=1,0\text{ мм}$);
 7 – латунна ($d_c=0,72\text{ мм}$); 8 – капронова ($d_c=1,66\text{ мм}$)

Рисунок 2 – Графічні залежності питомої пропускної спроможності сіток від розміру чарунки (а) при $H = 0,5\text{ м}$ і $\nu = 0,01\text{ см}^2/\text{с}$; в'язкості (б) при $H = 0,5\text{ м}$; висоти стовпа рідини (в) при $\nu = 0,0112\text{ см}^2/\text{с}$

Такий складний характер залежності $q = f(d_c)$ пояснюється тим, що до деякого розміру чарунки сили гравітації рідини знаходяться в лінійній залежності, поперше, від живого перетину сітки і, по-друге, від коефіцієнта поверхневого натягу, який створює певну плівку на межі рідина - тверда поверхня. У перехідній зоні сили поверхневого натягу мають менший вплив і при розмірі чарунки 2,4 мм не впливають на процес фільтрації.

Подальше збільшення розміру чарунки впливає тільки на процентне співвідношення живого перетину до загальної площі сітки. Крім того, встановлено, що за рахунок різного ступеня змащення поверхні сітки, коефіцієнт тертя рідини по поверхні сітки і питома пропускна спроможність змінюються, тобто залежать від матеріалу сітки.

Експериментально встановлено також, що вплив в'язкості на пропускну спроможність виявляється істотним (рис.2, б) і має складну залежність. Для всіх видів сіток є область в'язкості, де градієнт $dq/d\nu$ змінюється значно, і графіки вказаних залежностей носять параболічний характер. При подальшому збільшенні в'язкості рідини градієнт $dq/d\nu$ практично не змінюється. Величина критичної в'язкості $\nu_{кр}$, яка ділить всю графічну область залежності $q = f(\nu)$ на дві зони, має різне числове значення. Встановлено також, що $\nu_{кр}$ має менше значення для капронової сітки і набагато більше – для сталеві, нержавіючої і латунної сіток. Із збільшенням висоти стовпа рідини над сітчастим фільтроелементом за інших рівних значень $\nu_{кр}$ зменшується, і це зменшення помітніше при малих розмірах чарунки сітки. При збільшенні розміру сітки від 1,0 мм і більше $\nu_{кр}$ практично не змінюється. Вказане явище пояснюється тим, що при збільшенні в'язкості більше $0,01\text{ см}^2/\text{с}$ виникають значні сили рідинного тертя, і питома пропускна спроможність різко падає. Для в'язкості, більшої від критичної ($\nu > \nu_{кр}$), збільшується змащувальна дія рідини по твердих частинках, зменшується сила поверхневого тертя по сітці, що компенсує тертя окремих шарів усередині рідини.

На рис.2, в представлено графічні залежності питомої пропускної спроможності q сіток від висоти H стовпа рідини над ними.

Встановлено, що залежності $q = f(H)$ при зміні в'язкості рідини і розмірів чарунки сіток мають один і той же характер, причому до певної висоти H градієнт dq/dH має більше значення, ніж при подальшому збільшенні висоти. Проте для ряду графічних залежностей цей градієнт в межах поставлених експериментів залишається незмінним.

Висновки. Експериментальні дослідження вказують на те, що коефіцієнт проникності до певної міри залежить від властивостей фільтрувального елемента і рідини. Ця залежність пояснюється такими факторами:

- при фільтрації рідин, особливо мінеральних мастил, в фільтроелементі утворюються адсорбційні плівки між твердим тілом і рідиною, що зменшує коефіцієнт проникності. Товщина адсорбційної плівки залежить, у свою чергу, від фізико-хімічних властивостей рідини, фільтроелемента і температури. Це особливо важливо для фільтрів тонкої очистки технологічних рідин;

- в процесі фільтрації мінеральних мастил у фільтрувальному матеріалі утворюються застійні зони рідини, що не беруть участь в загальному русі. За даними Лейбена Л.З. об'єм застійної рідини в порах при ламінарному режимі може досягати 13-37%.

При дослідженні процесу фільтрації необхідно враховувати, що лінійний закон фільтрації справедливий лише при малих швидкостях руху рідини при фільтрації. У цьому випадку рух рідини буде ламінарним. В потоці переважають сили зчеплення, а сили інерції в порівнянні з силами зчеплення незначні.

При значному збільшенні швидкості руху рідини при фільтрації сили інерції можуть стати сумірними з силами зчеплення. В цьому випадку лінійний закон фільтрації порушується, і закон Дарсі стає неприйнятним. Порушення лінійного закону фільтрації виявляється в тому, що при певному збільшенні швидкості фільтрації втрати напору зростають швидше за швидкість.

ЛІТЕРАТУРА

1. Жужиков В.А. Фильтрование. Теория и практика разделения суспензий / Жужиков В.А. – М.: Химия, 1968. – 411с.
2. Шейдеггер А. Физика течения жидкостей через пористые среды / Шейдеггер А. – М., 1960. – 137с.
3. Молчанов В.Ф. Дослідження фільтрувальної здатності сітчастих елементів / В.Ф.Молчанов, І.Ю.Володько, С.М.Кузьмін // Математичні проблеми технічної механіки-2011: міжнар. наук. конф., 13-16 квітня 2011р.: матеріали конф. (Том 2). – Дніпропетровськ-Дніпродзержинськ, 2011. – С.142-143.

Надійшла до редколегії 31.05.2012.

УДК 676.163.022

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор
ПОПОВ С.Н.*, д.т.н., доцент
ЯКОВЛЕВА А.Г.*, инженер

Днепропетровский государственный технический университет

*Запорожский национальный технический университет

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНИЧЕСКОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

Введение. В своей работе [1] Костецкий Б.Н. прогнозировал большое будущее коническим трибосистемам в автоматизированных системах благодаря равномерному износу сопрягаемых конических поверхностей, корпус которых неподвижен, а ротор вращается в нем; возможности компенсации зазора между деталями конических трибосистем (КТС), образовавшегося в результате износа.

В химической промышленности для транспортирования гидросмеси (30% древесного сырья и 70% щелочи с температурой 160°C) широко используются конические питатели шведской фирмы Камюр (более 500 установок в мире, вырабатывающих более 85% целлюлозы, идущей на производство писчей бумаги, картона, пороха, клея и исходного сырья для химической промышленности).

Надежная работа роторных питателей промышленного транспорта (ПТ) связана с состоянием поверхности сопрягаемых деталей, наличием сложных, разнородных по своей природе физических процессов, которые протекают на поверхностях трения и влияют на эти процессы. Отсутствие информации о влиянии внешних факторов на эксплуатационную надежность деталей питателей КТС тормозят процессы изучения закономерностей износа узлов трения КТС на стадии проектирования, эксплуатации, изготовления и ремонта [2].

Анализ литературных источников показал, что в настоящее время отсутствует описание внешних факторов, имеющих место при эксплуатации и ремонте питателя КТС.

Постановка задачи. Целью работы является описание конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров, влияющих на надежность и долговечность конических роторных питателей (РП).

Результаты работы. Рассмотрим систему регулирования уровня щелочи, концентрации гидросмеси в верхней части варочного котла и особенности физических процессов, происходящих в питательной трубе.

Ротор не вращается. Работают две трассы циркуляции щелочи – низкого давления (ЦЩНД) и высокого давления (ЦЩВД) – в автономном режиме по скрещивающимся трассам сквозных карманов двухсекционного ротора [2-5].

Расход и скорость щелочи в трассах ЦЩНД и ЦЩВД имеют постоянные значения для любого положения ротора и определяются производительностью насоса циркуляции щелочи. Это объясняется тем, что согласно проведенным кинематическим расчетам с последующей математической обработкой установлено, что площади сопряжений окон корпуса и окон сквозных карманов в каждой секции ротора подчиняются закону гармонических колебаний (колебания происходят по отнулевому циклу с определенной амплитудой, периодом и частотой). Следовательно, расход и скорость щелочи через эти сопряжения тоже будут изменяться по закону гармонических колебаний со своей амплитудой, периодом и частотой [2].

В процессе работы питателя необходимо установить оптимальные соотношения между частотой вращения ротора и скоростью поступления щелочи в карманы ротора. Из работ [2-5] видно, что дуговой градус сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса для двух секций изменяется по синусоидальному отнулевому закону в пределах от нуля и 45°. Средний дуговой градус сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса представляет линейную зависимость с отклонениями от 43 до 45° и является величиной постоянной в течение оборота.

Следовательно, площадь окон карманов ротора и окон загрузки корпуса есть величина постоянная и определяется по формуле

$$S_1 = L \cdot d_{cp} \cdot \sin(\alpha_1 / 2), \quad (1)$$

где S_1 – средняя площадь сопряжения ротора и окон загрузки корпуса, м²;

L – длина ротора, м;

d_{cp} – средний диаметр ротора, м;

α_1 – средний дуговой градус сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса, град.

Определяем скорость щелочной среды в кармане ротора

$$V_1 = Q / S_1, \text{ м/с}, \quad (2)$$

где Q – производительность сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса, м³/с.

Время загрузки кармана ротора щепой определяется:

$$t_1 = d_{cp} / V_1, \quad (3)$$

где t_1 – среднее время загрузки в кармане ротора, с.

Время сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса определяем при вращении ротора для трех значений, соответствующих продолжительности времени $t_2 = 4,3; 2,8$ и $1,64$ с.

Суммарная площадь сопряжений окон корпуса и окон сквозных карманов ротора есть величина постоянная. Это достигается тем, что сквозные окна ротора одной секции смещены относительно другой секции ротора на 45° .

Площадь сопряжения в поперечном сечении сквозных карманов движущегося ротора КТС есть величина постоянная, а ее площадь в любой момент времени определяется по формуле:

$$S = S_1 + S_2 = L_1 \cdot l_1 + L_2 \cdot l_2 = \left(\frac{L_1 \pi d_{cp}}{360^\circ} \cdot \alpha_1 \right) + L_2 \frac{\pi d_{cp}}{360^\circ} + (\alpha_1 + 45^\circ), \quad (4)$$

где S – суммарная площадь, м²;

S_1, S_2 – площади поперечного сечения 1-й и 2-й секций, м²;

L_1, L_2 – ширина окна 1-й и 2-й секций ротора, м;

$l_1 (l_2) = d_{cp}$ – средний диаметр в каждой секции ротора, м;

$\alpha_1 = 45^\circ$ – угол сопряжения окон загрузки корпуса и окон карманов ротора в 1-й секции плоскости, град;

$\alpha_1 + 45^\circ$ – угол поворота окон ротора 2-й секции, град.

Автономную работу двух трасс ЦЩНД и ЦЩВД обеспечивают запорные функции 50% конических сопрягаемых поверхностей ротора и корпуса, через зазоры которых осуществляются протечки щелочи из варочного котла в питательную трубу. Для любого положения ротора длина зазора на любом из 4-х участков каждой секции корпуса изменяется по закону гармонических колебаний с амплитудой от $L_{\text{мин}}$ до $L_{\text{мак}}$ со своей частотой. Следовательно, и скорость, и расход протечек щелочи через зазоры будут подчиняться закону гармонических колебаний. Тогда средняя длина зазора, средний расход и скорость протечек щелочи на всех 8-и участках корпуса двух секций секторов будут величинами постоянными, что обеспечивает постоянный уровень щелочи в питательной трубе, в результате чего обеспечивается надежное регулирование и управление уровнем щелочи.

Ротор вращается. При автономной работе двух трасс из каждой трассы через скрещивающиеся карманы вращающегося ротора происходит обмен определенных объемов щелочи, величина которых зависит от частоты вращения ротора и колеблется от 20% ($n = 1/15 \text{ с}^{-1}$) до 50% ($n = 2/15 \text{ с}^{-1}$).

Количество щелочи, проходящей из одной трассы в другую и наоборот, изменяется от 20% до 50% и прямо пропорционально объему щепы, т.е. определяет производительность всей установки.

Для оценки загрузочной способности питателя вводится понятие кратности циркуляции щелочного раствора через сквозные карманы вращающегося ротора:

$$K = \theta / t \cdot V, \quad (5)$$

где θ – производительность насоса, м³/с;

t – время сопряжения окон ротора и корпуса, с;

V – объем кармана ротора, м³.

При вращении ротора длина зазора на участках сопряжений в 1-й секции изменяется по синусоидальному закону, а во второй секции тоже по синусоидальному закону, но сдвинута по фазе на 45°. Суммарная длина зазора на двух участках в разных секциях корпуса постоянная, что обуславливает постоянный расход протечек щелочи, уровень щелочи, обеспечивает постоянный уровень щелочи в питательной трубе.

Подача щепы. Технологический поток щепы поворачивается на 90°, а концентрация щепы в гидросмеси изменяется по всей трассе от 100% до 30% и наоборот.

Для повышения производительности питателя, повышения концентрации щепы в кармане ротора при загрузке, снижения износа сит, ротора и корпуса, а также облегчения прохождения срезанной щепы через диаметрально щели в ситах шириной 6-8 мм предложено ввести в питатель режущее устройство, состоящее из 7 режущих кромок, располагающихся на роторе, ситах и корпусе.

При переходе кармана ротора из горизонтального положения в вертикальное в нем возрастает давление в 10 раз, что сопровождается появлением гидроударов и вибраций в питателе. Рассмотрена теория образования гидроударов. Приведены характеристики гидроударов (величина гидроудара, скорость распространения гидроудара и его продолжительность). Даны рекомендации по снижению гидроударов в питателе, что позволило увеличить надежность и долговечность ТЗС [3].

Термическая подготовка щепы. В трубах пропарочной камеры на длине 12-16 метров трассы осуществляется пропаривание щепы при ее одновременном разогреве и вращении. Определены оптимальные режимы термической обработки щепы (скорость перемещения щепы, частота вращения шнека, температура пропаривания). При пропаривании щепы с ее поверхности удаляется скипидар и другие летучие соединения. Термическая обработка щепы позволяет совместить процесс транспортировки и технологический процесс термической подготовки щепы, что сокращает процесс варки в варочном котле и улучшает качество получаемой целлюлозы [2, 3].

Анализ декомпозиции функций, выполняемых рабочими коническими поверхностями ротора и корпуса, показал, что: 1) на 40% конических поверхностей ротора и корпуса имеет место загрузка (25%) и выгрузка (15%); 2) на 50% поверхности ротора и корпуса выполняются запорные функции, т.е. отделяют область варочного котла от питательной трубы и 3) на 10% оснований и средних переемычек ротора и корпуса в процессе эксплуатации сохраняется конусность и осуществляется компенсация зазора. Эти 50% поверхности подвергаются интенсивному гидроабразивному износу за счет протечек щелочи, содержащей твердые частицы, а 10% – ударно-гидроабразивному износу при скольжении. Декомпозиция функций по коническим поверхностям деталей питателя позволяет установить оптимальные размеры ротора и корпуса. [3, 4].

Система регулирования уровня щелочи в питательной трубе. Из структурно-алгоритмической схемы и математической модели [2] была выявлена вспомогательная отрицательная связь – регулируемая величина – уровень щелочи в питательной трубе. Установим составные элементы системы регулирования уровня щелочи в питательной трубе: уровень щелочи в питательной трубе – регулируемая величина; измерительное устройство для замера уровня щелочи в питательной трубе – радиоактивные датчики, световая и звуковая сигнализации; возмущающее воздействие – расход протечек щело-

чи из зазоров питателя от варочного котла в питательную трубу и регулирующий орган – механизм присадки ротора (уменьшает зазор в питателе).

Материальный баланс потоков щепы, щелочи и гидросмеси, поступающих и убывающих из питательной трубы: расход щепы постоянный и регулируется дозатором щепы; расход щелочи низкого давления постоянен и определяется законом гармонических колебаний в каждой секции карманов вращающегося ротора; расход гидросмеси, поступающей из питательной трубы в карманы вращающегося ротора – постоянная величина и подчиняется гармонически колебаниям; расход протечек щелочи через зазоры в питателе подчиняется закону гармонических колебаний и изменяется в процессе эксплуатации.

Из всех перечисленных потоков щепы, щелочи и гидросмеси переменной величиной является расход протечек щелочи, который в свою очередь зависит от куба величины зазора [2]. В свою очередь величина зазора зависит от износостойкости используемых материалов и от концентрации твердых частиц в щелочи. Исследования показали, что концентрация твердых частиц в щелочи зависит от объема привозной щепы. Наибольшая концентрация твердых частиц обнаружена в щелочи на Соломбальском комбинате, где вагонами и автофургонами доставляется 100% щепы, наименьшая – соответственно на Братском комбинате, где привозится 5% технологической щепы. На каждом комбинате имеются циклоны для очистки щелочи. За сутки из циклона освобождается 100-120 кг твердых частиц (песок, глина, уголь, гравий, шлам и т.д.). Анализ качества очистки щелочи показал, что известные установки очищают 97-98% твердых частиц, с другой стороны эти установки очищают только крупную фракцию. Неочищенными остаются твердые частицы размерами 10, 15 и 50 МКМ. Поэтому в щелочи всегда имеются твердые частицы мелкой фракции, следовательно, всегда будет иметь место гидроабразивный износ.

Анализ состояния износа на рабочих поверхностях ротора и корпуса [2-4] показал, что 50% рабочих поверхностей подвергается интенсивному гидроабразивному износу больше на 50 МКМ, чем 10% поверхностей оснований и средних перемычек ротора и корпуса. Даны рекомендации по выравниванию износа на всех участках корпуса и ротора.

Механизм присадки ротора. Для компенсации зазора в питателе используется механизм присадки ротора, который представляет собой винтовой механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное. При повороте маховика привода на два оборота (720°) происходит осевое перемещение ротора на 2мм (2000 МКМ); при конусности 1:20 величина зазора в питателе уменьшается на 50 МКМ [2, 3].

Анализ двух схем компенсации зазора. Компенсация критического зазора (ККЗ) – патологический режим эксплуатации рекомендован фирмой Камюр и осуществляется один раз в неделю с уменьшением зазора на 50 МКМ. При ККЗ из-за того, что износ по образующей ротора неравномерный, на основаниях и средних перемычках ротора и корпуса имеет место граничное трение, которое сопровождается явлениями заклинивания, схватывания и заедания ротора относительно корпуса. Для уменьшения износа при граничном трении на этих участках производственники увеличили мощность двигателя вращения ротора с 8 кВт до 50 кВт. При этом интенсивность износа увеличилась, но при этом начали разрушаться крепежные болты и цапфы ротора. При такой схеме компенсации более 95% всех внеплановых снятий с эксплуатации питателей происходило при выполнении компенсации критического зазора (ККЗ). Поэтому была предложена другая схема эксплуатации.

Принудительная микротолчковая схема компенсации зазора (ПМКТКЗ). ПМКТКЗ осуществляется один раз в сутки. Для уменьшения зазора в питателе на 5-6 МКМ необходимо повернуть маховик привода ротора на 90° , что равносильно перемещению ротора в осевом направлении на 250 МКМ. При этом на всех участках со-

пряжения ротора с корпусом имеют место жидкостное трение-скольжение и соизмеримая величина износа. На участках ротора и корпуса по секторам имеет место гидроабразивный износ, а на основаниях и средних перемычках ротора и корпуса – ударно-гидроабразивный износ под действием гидроударов (в зону трения нагнетается принудительно щелочь с мелкими твердыми частицами). При ПМКТКЗ сохраняется постоянный уровень щелочи в питательной трубе, что и обеспечивает надежную эксплуатацию питателя и всей ТЗС [2-4].

Схема регулирования концентрации гидросмеси в верхней части варочного котла. Рассмотрим материальный баланс щепы, щелочи и гидросмеси в верхней части варочного котла: гидросмесь, поступающая в верхнюю часть варочного котла, является возмущающим воздействием на концентрацию щепы в гидросмеси; нагрузка на привод шнека – регулируемая величина; приборы для замера нагрузки на привод шнека – измерительное устройство и регулирующее устройство-дозатор щепы. При возрастании концентрации щепы в гидросмеси в верхней части варочного котла возрастает нагрузка на привод шнека, при этом срабатывает сигнал на обмотке возбуждения, и двигатель механизма вращения дозатора щепы уменьшает свои обороты – замедляется подача гидросмеси в верхнюю часть варочного котла. При уменьшении нагрузки на привод шнека соответственно увеличивается подача щепы дозатором. Такая схема позволяет поддерживать в верхней части варочного котла постоянную концентрацию щепы в гидросмеси.

Выводы. Для повышения надежности и долговечности промышленного транспорта необходимо оптимизировать следующие параметры:

1) конструктивные (винтовой механизм присадки; оптимальные размеры окон в роторе, корпусе, оптимальные размеры питательной трубы и пропарочной камеры, оптимальные углы в резательном механизме и т.д.);

2) технологические (в процессе ремонта обеспечить оптимальные режущие углы на роторе, ситах и корпусе; рекомендации по выбору материалов для изготовления и сварочных материалов при ремонте деталей роторных питателей с учетом режимов термообработки и мехобработки);

3) эксплуатационные (принудительная микротолчковая компенсация зазора; оптимальная частота вращения ротора; постоянный расход и скорость циркуляции щелочи высокого и низкого давлений; регулирование уровня щелочи в питательной трубе).

ЛИТЕРАТУРА

1. Костецкий Б.Н. Надежность и долговечность машин, техники / Б.Н.Костецкий., Н.Г.Носовский., Д.Н.Бершавский. – Киев, 1975. – 408с.
2. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Г.И.Нечаев, Г.И.Камель. – Луганск: Из-во ВНУ им. В.Даля, 2005. – 392с.
3. Камель Г.И. Роторные питатели установок непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987 – 160с.
4. Камель Г.И. Снижение гидроударов по торцу вращающегося ротора Камюр / Г.И.Камель, А.Г.Яковлева // Сб. науч. тр.: строительство, материаловедение. Машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА. – 2006. – Вып. 36, ч. 3. – 232с.
5. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной варки целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Г.И.Нечаев, Г.И.Камель. – Луганск: Изд-во СНУ им. В.Даля, 2005. – 392с.

Поступила в редколлегию 26.04.2012.

Днепродзержинский государственный технический университет
 *Запорожский национальный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ КОМПЕНСАЦИИ ИЗНОСА В КОНИЧЕСКИХ ТРИБОСИСТЕМАХ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

Введение. В настоящее время в странах СНГ функционирует 75, в США – 150, в мире – 500 установок непрерывной варки целлюлозы фирмы Камюр. Установки состоят из транспортной системы и варочного котла. Основные требования к транспортной системе: 1) надежность в течение года и непрерывная подача древесной щепы в варочный котел; 2) своевременное удаление из щепы воздуха, скипидара и других летучих соединений; 3) равномерный нагрев до 100°C и выравнивание влажности в щепе; 4) обеспечение в гидросмеси из щепы и щелочи предварительного избыточного давления 1,2 МПа и температуры 160°C для транспортировки в варочный котел; 5) обеспечение стабильной компенсации износа. Для соблюдения этих условий необходимо осуществлять дозирование щепы в роторных питателях низкого и высокого давления.

Постановка задачи. В современных роторных питателях транспортной системы Камюр используется компенсация износа за счет осевого перемещения ротора вглубь конического корпуса. При эксплуатации питателя в течение 5-7 суток, когда в результате износа между вращающимся ротором и корпусом образуется критический зазор, в результате чего уровень щелочи достигает критического уровня и оператор вынужден выполнять компенсацию зазора, происходит: 1) на поверхности ротора и корпуса образуются задиры, способствующие образованию явлений заклинивания, охватывания и заедания ротора относительно корпуса; 2) ограничение компенсации зазора в питателе, что снижает срок службы питателя. При этом предъявляются высокие требования по антифрикционности к паре трения и затрудняется процесс компенсации износа, а выработка присадки ротора не превышает 60%.

В литературных источниках и рекомендациях фирмы Камюр, Пандия и Бауэр отсутствует информация о решении перечисленных выше проблем.

Целью работы является повышение надежности и долговечности транспортной системы установок Камюр за счет создания конструкций, износ которых наименьшим образом влияет на работу механизмов, принципа равномерного износа рабочих поверхностей и равномерной компенсации износа во времени.

Результаты работы. На основании многолетних исследований роторных питателей Камюра, Пандии, Бауэра и Дефибратора в процессе эксплуатации были разработаны математические зависимости, описывающие долговечность роторных питателей. Для оценки долговечности питателя был предложен новый показатель – суммарный износ питателя – это толщина рабочих конических слоев ротора и корпуса, которые используются для компенсации зазора в питателе, образовавшегося при эксплуатации.

Величина износа всех типов роторных питателей оценивается математической моделью:

$$S_{п} = S_{р} + S_{к} + S_{4рк} + S_{рппр} + S_{пк} + S_{спр}, \quad (1)$$

где $S_{п}$ – суммарный износ деталей питателя, мм;

$S_{р}$ – износ ротора, мм;

$S_{к}$ – износ корпуса, мм;

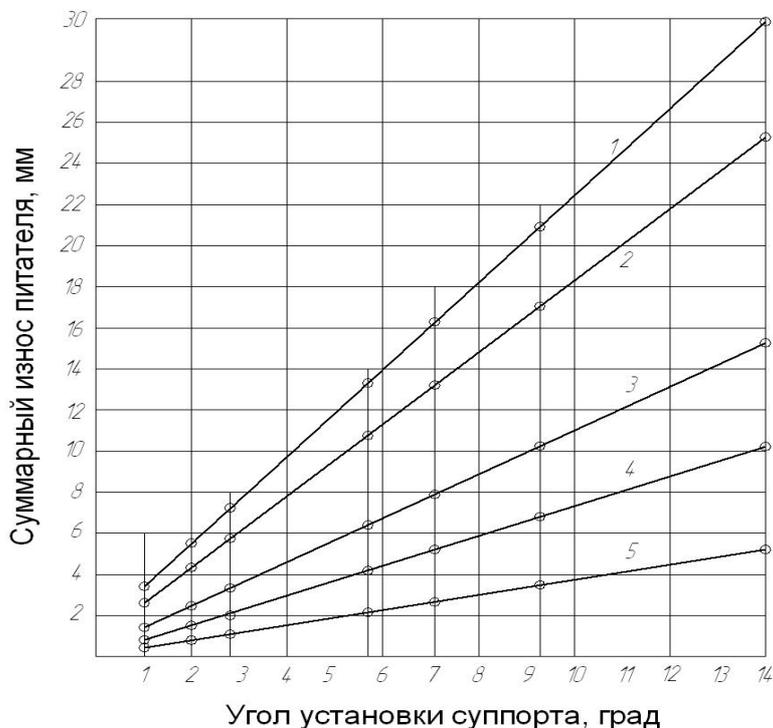
$S_{4рк}$ – износ частей рубашки корпуса в плоскости перпендикулярной оси ротора, мм;

S_{ppp} – износ от радиального перемещения перегородок ротора, мм;

$S_{пк}$ – износ в результате поворота кулачков, мм;

$S_{пср}$ – износ в результате поворота секторов рубашки, мм;

На рис.1 приведена зависимость суммарного износа от конусности и величины прижима ротора.



Значения прижимов роторов – осевое перемещение ротора в мм:
1-20; 2-40; 3-60; 4-100; 5-125

Рисунок 1 – Зависимость суммарного износа питателей от конусности и величины прижима ротора

Из рис.1 видно, что с увеличением прижима ротора и конусности величина суммарного износа увеличивается.

Увеличение суммарного износа деталей питателя достигается за счет: 1) изменения конусности с 1/20 до 1/15 и 1/10 [1]; 2) увеличения прижима ротора за счет укорочения ротора [2]; 3) введения прижима рубашки корпуса [3]; 4) введения радиального перемещения перегородки ротора [4]; 5) введения кулачков на участках максимального износа [5], 6) введения поворота секторов рубашки в сторону максимального износа [6].

Эффективным средством увеличения долговечности роторных питателей является рациональная схема присадки ротора. Для этого необходимо заменить обычную схему компенсации критического зазора (ККЗ), который выполняется раз в 5-7 суток на величину 1.2 мм (1.2 деления), принудительной схемой компенсации зазора (ПМКТКЗ) на величину 1/4...1/8 мм перемещения ротора в течение одних суток.

Новая схема компенсации износа исключает экстремальные условия эксплуатации роторных питателей и позволяет: 1) полностью вырабатывать прижим ротора; 2) увеличить число компенсаций износа со 100 до 800; 3) снизить требования к выбору антифрикционной пары металлов; 4) снизить нагрузку на привод ротора.

Таким образом, для увеличения срока службы и безотказности в работе роторных питателей необходимо идти по пути конструктивных изменений и оптимизации эксплуатационных характеристик.

Выводы.

1. Предложенная схема компенсации износа в роторных питателях показала эффективность и стабильную работу автоматизированной транспортной системы установок Камюра.

2. При выполнении многократных компенсаций износа в роторных питателях величина конусности сопрягаемых поверхностей ротора и корпуса сохраняется постоянной как до, так и после эксплуатации.

3. Для компенсации износа в роторных питателях используется суммарный износ питателя, который зависит от конструкции ротора, рубашки и корпуса.

4. Приводятся конструктивные решения, направленные на увеличение компенсации суммарного износа питателя за счет увеличения прижима ротора, рубашки и отдельных частей рубашки.

5. Предложена рациональная схема компенсации износа, позволившая увеличить срок службы и решить ряд технических проблем.

6. Целесообразно провести исследования по разработке новых конструктивных изменений и оптимизации эксплуатационных параметров, направленных на увеличение компенсации суммарного износа питателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 947245 СССР, МКИ Д 21 С 7/06. Роторный питатель вторичного котла / С.Л.Миличенко, Н.С.Гамов, Г.И.Камель (СССР). – № 2569019/29–12; заявл. 16.01.78; опубл. 30.07.82, Бюл. № 28. – 4с.
2. А.с. 1079715 СССР, МКИ Д 21 С 7/06. Роторный питатель вторичного котла / Г.И.Камель, С.Л.Миличенко (СССР). – № 3395144/29–12; заявл. 17.02.82; опубл. 15.03.84, Бюл. № 10. – 3с.
3. А.с. 1271920 СССР, МКИ Д 21 С 7/06. Роторный питатель / Г.И.Камель, Н.Н.Ланшаков (СССР). – № 3919566/29–12; заявл. 02.07.85; опубл. 23.11.86, Бюл. № 43. – 3с.
4. А.с. 1573066 СССР, МКИ Д 21 С 7/06. Питатель щепы / Г.И.Камель (СССР). – № 4453473/31–12; заявл. 04.07.88; опубл. 23.06.90, Бюл. № 23. – 3с.
5. А.с. 1008317 СССР, МКИ Д 21 С 7/06. Роторный питатель варочного котла / Г.И.Камель, С.Л.Миличенко (СССР). – № 3005905/29–12; заявл. 20.11.80; опубл. 30.03.83, Бюл. № 12. – 4с.
6. А.с. 1612018 СССР, МКИ Д 21 С 1/02. Роторный питатель / Г.И.Камель (СССР). – № 4453731/23–12; заявл. 04.07.88; опубл. 07.12.90, Бюл. № 45. – 3с.

Поступила в редколлегию 26.04.2012.

УДК 539.4

БОЙКО В.И., д.т.н., профессор
МЕЩАНИНОВ С.К., д.т.н., профессор
ВОЛОШИН Р.В., соискатель

Днепродзержинский государственный технический университет

МЕТОДЫ АНАЛИТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ РАЗРУШЕНИЯ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОЛНЫХ КРИВЫХ НАПРЯЖЕНИЕ-ДЕФОРМАЦИЯ ($\sigma - \varepsilon$)

Введение. До настоящего времени не получили однозначного толкования экспериментального подтверждения принципиально важные допущения к существованию предельной поврежденности в момент начала макроразрушения. В наиболее простом

случае одноосного растяжения поврежденность D может быть найдена по изменению дефекта модуля упругости материала из соотношения [1]

$$D = 1 - \frac{\bar{E}}{E}, \quad (1)$$

где E – модуль Юнга; \bar{E} – модуль упругости (Юнга) поврежденного материала.

Кроме того, в [1] утверждается, что накопленная к моменту начала макроразрушения материала поврежденность постоянна, вне зависимости от схемы нагружения макротрещина развивается по одному и тому же микромеханизму разрушения. В таком случае, в соответствии с [1], поврежденность правомерно называть предельной поврежденностью.

Постановка задачи. Наибольшие трудности вызывает оценка предельной поврежденности, отвечающая критической концентрации повреждений в момент начала макроразрушения образца [2]. Это связано с тем, что при статистическом растяжении практически невозможно разгрузить образец в момент старта макротрещины, так как в зависимости от условий нагружения при достижении предела прочности материала может произойти его динамическое разрушение в любой момент деформирования. Предельная поврежденность материала может быть достигнута только в условиях равновесия нагружения, исключающего динамическое разрушение образца. После образования макротрещины линейным участкам ниспадающей ветви полной диаграммы $\sigma - \varepsilon$ всегда соответствуют участки ниспадающей ветви полной диаграммы деформирования и участки автомодельности роста макротрещины [2]. Им, очевидно, можно сопоставить постоянную скорость накопления поврежденности. В [3] в качестве критерия трещиностойкости предлагается отношение предельной работы развития трещины A_p к удельной энергии упругой деформации W_y в момент образования трещины:

$$K_\omega = \frac{A_p}{W_y}, \quad (2)$$

Параметры A_p и W_y находятся путем обработки полных диаграмм $\sigma - \varepsilon$, получаемых на жестких испытательных машинах. Физический смысл критерия сохраняется, если удельной работе A_p поставить в соответствие энергозатраты на разрушение, отнесенные к площади поперечного сечения образца в момент старта трещины:

$$\Pi = \frac{\bar{A}}{S}. \quad (3)$$

Проведенный в [3] анализ диаграмм деформирования показывает, что для металлов зарождение и начальный рост макротрещины происходит в условиях вязкого отрыва, чему соответствует прямолинейный участок ниспадающей ветви диаграммы $\sigma - \varepsilon$. Этот участок используется для расчета коэффициента трещиностойкости [3]. Площадь поперечного сечения образца при этом F_k в момент старта макротрещины определяется как

$$F_k = l_k \cdot t_{k_1}, \quad (4)$$

где l_k и t_{k_1} – минимальная ширина и толщина материала в центре образца в момент старта макротрещины.

Таким образом, целью настоящей работы является использование информации, получаемой на основе полных кривых $\sigma - \varepsilon$ аналитического моделирования процессов разрушения.

Результаты работы. Полная диаграмма $\sigma - \varepsilon$ на сегодняшний день представляется наиболее информативным экспериментальным материалом для оценки степени поврежденности и длительной прочности конструктивных элементов и материалов. Так, в [4] для описания полной диаграммы деформирования породных массивов, сложенных песчано-глинистыми породами, предложена аналитическая зависимость вида:

$$\tau(\varepsilon) = \tau_0 + a_1 \cdot 10^{-(\varepsilon - \varepsilon_0)^2 / c} - a_2 \cdot 10^{-\varepsilon_0^2 / c} \quad (5)$$

где $\tau(\varepsilon)$ – предел прочности на сдвиг при различной относительной сдвиговой деформации ε ; τ_0 – остаточная прочность; ε_0 – предельная относительная деформация; C – расчетный коэффициент, $C = 2 \cdot 10^{-4}$. Значения параметров τ_0, a_1, a_2 определяются из граничных условий. Остаточная прочность τ_0 при $\varepsilon \rightarrow \infty$ определяется коэффициентом трения f_{mp} между разрушенными участками породного массива и нормальным напряжением σ_n на рассматриваемой поверхности [5]:

$$\tau_0 = \sigma_n \cdot f_{mp} \quad (6)$$

Принятая в работе [6] гипотеза прочности Кулона, наиболее приемлемая по мнению авторов при расчете устойчивости открытых горных выработок, позволила получить следующую зависимость:

$$\tau(\varepsilon_0) = \sigma_n \operatorname{tg} \varphi + K \quad (7)$$

где K – коэффициент сцепления; φ – угол внутреннего трения.

Сравнение расчетных и экспериментальных результатов, полученных в [4-6], показало их качественное совпадение. Предложенная аналитическая зависимость является полностью феноменологической, так как дает только внешнее описание процесса деформирования без учета внутреннего механизма разрушения. Кроме того, авторами не учтено существование дилатансии, поэтому зависимость вида (7) может быть использована в очень ограниченном числе случаев. Для описания диаграммы деформирования бетона в [7] предложена сравнительно простая зависимость:

$$\sigma = A \varepsilon + B \varepsilon^2 + C \varepsilon^3 + D \varepsilon^4 + E \varepsilon^5 \quad (8)$$

где A, B, C, D, E – эмпирические константы, определяемые из граничных и начальных условий. В определении их значений для каждого конкретного случая кроется существенное ограничение использования соотношения [8].

В [8] рассмотрена плоская асимметричная задача деформирования тела с круговой цилиндрической полостью радиуса a при двухосном растяжении нагрузкой P . Представляется, что диаграмма деформирования описывается кусочно-линейной функцией, удовлетворяющей соотношению

$$\begin{cases} \sigma_0 = E \varepsilon_0 \\ \sigma_\varepsilon - \sigma_0 = E' (\varepsilon_\varepsilon - \varepsilon_0) \end{cases} \quad (9)$$

где σ_0 и ε_0 – напряжение и деформация на конце первого линейного участка деформирования; E и E^1 – модуль упругости и модуль сдвига соответственно; σ_b и ε_b – разрушающие напряжение и деформация. Далее в [8] вводится характеристика трещиностойкости материала как относительная мера указанного отклонения:

$$\chi = \frac{P_b - P_b^1}{P_b^1}. \quad (10)$$

Приняв $P_b^1 = \frac{1}{2} \sigma_b$ в случае $\sigma_b \geq \sigma_0$ и $P_b^1 = \frac{1}{2} \sigma_0$ в случае $\sigma_b \leq \sigma_0$, получают:

$$\chi = \frac{n\gamma(\gamma-1)}{(\gamma+\delta-1)[1+n(\gamma-1)]} \left[\frac{(1-n)(\delta-1)}{n\gamma} + \ln \delta \right], (\sigma_u \geq \sigma_0);$$

$$\chi = \frac{1}{1+n(\gamma-1)} [\delta + 1 + n(\gamma-1) \ln \delta], (\sigma_0 \geq \sigma_b); \left(n = \frac{1+\gamma}{2}, \gamma = \frac{E}{E^1}, \delta = \frac{\varepsilon_b}{\varepsilon_0} \right). \quad (11)$$

Характеристика χ зависит только от характерных параметров диаграммы деформирования и является безразмерной постоянной материала. Как указывается в [8], постоянная χ характеристика трещиностойкости материала получена, исходя из логических соображений об аналоге механизмов разрушения материала в окрестности трещины и цилиндрической полости, поэтому вопрос о ее достоверности и возможности использования в практических задачах может быть решен на основе сопоставления с вязкостью разрушения K_{1c} конкретных материалов. В [9] предлагается функцию отклика при осевом нагружении в условиях квазистатической деформации поликристаллов в системе переменных условное напряжение σ – условная деформация ε описывать в виде:

$$\sigma = \left(\frac{2}{3} \right)^{\varepsilon/2} \mu(0) B_0 \left(1 - \frac{T}{T_m} \right) (\varepsilon - \varepsilon_b)^{1/2}, \quad (12)$$

где $\mu(0)$ – модуль сдвига изотропных тел в нулевой точке; $B_0 = 0,028$ – безразмерная универсальная константа; T – температура окружающей среды; T_m – температура плавления изучаемого твердого тела. В [10] площадь диаграммы в координатах сила-прогиб с учетом поправки на массу образца приравнивается к работе разрушения. Путем деления ее на площадь поверхности разрушения получают удельную энергию (вязкость) разрушения G_{1c} . Значение G_{1c} является средним для всего сечения образца, что существенно, если учесть неоднородность цементного камня, раствора и бетона. Значение G_{1c} включает в себя не только термодинамическую величину поверхностной энергии разрушения в условиях идеально хрупкого отрыва, но и диссипацию энергии, вызванную необратимыми деформациями на фронте трещины при ее продвижении. Такой подход представляет несомненный интерес, так как использует в своем рассмотрении термодинамические представления о разрушении материала, т.е. рассматривает его непосредственно с физической точки зрения. В [11] полные диаграммы $\sigma - \varepsilon$ при кратковременном нагружении бетонных призм обобщаются с помощью модели: Ψ – мера сплошности поперечного сечения; $\Psi = 1$ при отсутствии микродеструкции бетона; σ – условное напряжение (усилие, воспринимаемое однородно сжатой или растянутой призмой при заданной информации, отнесенное к площади поперечного сечения.

Полагая, что истинное напряжение подчиняется закону Гука, получают [11]:

$$\sigma_u = E \varepsilon, \quad \sigma = E_0 \varepsilon \Psi, \quad \frac{d\Psi}{d\varepsilon} = -B \varepsilon^{m-1} \Psi^{1-\delta}. \quad (13)$$

Отсюда, при условии, что $\Psi_{l\varepsilon=0} = 1$, имеем $\Psi = \left[1 - \left(B\delta/m\right)\varepsilon^m\right]^{1/\delta}$, $\delta \neq 0$,
а при $\delta = 0$

$$\Psi = \exp\left(-Bl^{m/k}\right). \quad (14)$$

Принимая $S = \sigma/R_1$ и $\beta = \varepsilon/\varepsilon_R$, получают:

$$S = \kappa\beta \left[1 - \left(1 - \kappa^{-\delta}\right)\beta^m\right]^{1/\delta}, \quad (15)$$

где $m = \delta(\kappa^\delta - 1)^{-1}$; $\kappa = E_0^1 \varepsilon_R^1 / R^1$.

Некорректен изначально подход к оценке прочности материала, основанный на использовании закона Гука, который, как известно, справедлив только в самом начале нагружения (испытаний) образца. Кроме того, использование таких достаточно сложных аналитических выражений далеко не всегда приемлемо. По данным [12] кривая должна состоять из двух функций для восходящей и нисходящей ветвей:

$$\sigma_1 = C_1\varepsilon + C_2\varepsilon^2 + C_3\varepsilon^3 \text{ до } \varepsilon_{\max}, \quad \sigma_2 = d_1 + d_2\varepsilon + d_3\varepsilon^2 \text{ после } \varepsilon_{\max}, \quad (16)$$

где $C_1, C_2, C_3, d_1, d_2, d_3$ – эмпирические константы.

В [13] для случаев одноосного сжатия и растяжения полные кривые $\sigma - \varepsilon$ описываются в виде рядов Лорана:

$$\sigma = \left(\frac{\alpha}{1 + \beta\varepsilon} + \frac{\gamma}{1 + \varepsilon}\right)\varepsilon, \quad (17)$$

где α, β, γ – константы материала, определяемые экспериментально.

В работе [14] придается новый смысл внутренним структурным переменным диаграммы деформирования металлов при растяжении. Учет при описании диаграммы $\sigma - \varepsilon$ межгранулярного взаимодействия позволяет получить удовлетворительное соответствие теоретических расчетов и экспериментальных кривых для некоторых металлов и сплавов. В [15] гиперболическую зависимость на стадии разрушения предполагается модифицировать с помощью введения в уравнение параметров, определяемых при специальных тестах при трехосном НДС. В [16] полную диаграмму сжатия бетона предлагается описывать полиномом

$$\frac{\sigma_s}{R} = \kappa_1\eta + \kappa_2\eta^2 + \dots + \kappa_i\eta^i + \dots + \kappa_n\eta^n, \quad (18)$$

где $\eta = \varepsilon/\varepsilon_{\max}$; R, ε_{\max} – максимальное сопротивление бетона и соответствующая ему деформация; σ_s – разрушающее напряжение.

Описание разрушения с помощью полиномов достаточно широко используется в современном материаловедении, однако, в большинстве случаев такой подход не дает удовлетворительного совпадения расчетных и экспериментальных данных в широком диапазоне деформаций и напряжений. Несмотря на известное несовершенство анализа процесса деформирования и разрушения с помощью полиномов, такие подходы все еще широко распространены вследствие сравнительной простоты и общепринятых представлений.

В [17] предложено аналитическое выражение для описания полной кривой $\sigma - \varepsilon$ бетона в виде:

$$f_c = \frac{2f_c^1 \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right)}{1 + \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right)^2}; \quad \frac{f_c}{f_c^1} = \frac{\beta \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_c^1} \right)}{\beta - 1 + \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_c^1} \right)^2}; \quad \beta = \frac{1}{1 - \frac{f_c^1}{\varepsilon_c^1 E t}}; \quad \frac{df}{d\varepsilon} = E t, \quad (19)$$

где f_c^1 , ε – максимальное напряжение и деформация соответственно.

В работе [18] объемную деформацию Θ бетона представляют состоящей из трех частей:

$$\Theta = \Theta_1(\sigma_0) + \Theta_2(\sigma_{01}T) + \Theta_3(\sigma_{01}T_1r), \quad (20)$$

где $\Theta_1(\sigma_0)$ – деформация, возникающая под действием шарового тензора σ_0 , включающая упругие деформации, закрытие пор и разрушение междупорового пространства; $\Theta_2(\sigma_{01}T)$ – деформация уплотнения (уменьшения объема) при совместном воздействии шарового тензора σ_0 и второго тензора девиатора напряжений вследствие микро-растрескивания контактной зоны и внедрения в матрицу гранул крупного заполнителя на уровне макроструктуры; $\Theta_3(\sigma_{01}T_1\Gamma)$ – деформация пластического разрыхления:

$$\Theta_1(\sigma_0) = \frac{\sigma_0}{K_s(\sigma_0)}; \quad \Theta_2(\sigma_{01}T) = -\frac{T}{H_s(K_s(\sigma_0)_i\sigma_0)}; \quad \Theta_3(\sigma_{01}T_1\Gamma) = \frac{1}{D_s(T_1\sigma_0)} \left(\int \Gamma d\Gamma - T^2/2 G_0 \right), \quad (21)$$

где $K_s(\sigma_0)$ – секущий модуль объемной деформации, вызванной воздействием шарового тензора (среднего нормального напряжения); $D_s(T_1\sigma_0)$ – секущий модуль деформации пластического разрыхления (дилатации); G_0 – начальный модуль сдвига; Γ – пластические деформации сдвига. В [19] диаграмма растяжения стали аппроксимирована функцией

$$\sigma = \Theta \varepsilon I_1 + \sigma_T I_2 + (\varepsilon - \alpha) [\Theta - \beta(\varepsilon - \alpha)] I_3, \quad (22)$$

где σ – напряжение; ε – деформация; Θ – модуль упругости; α , β – эмпирические постоянные; I_1 , I_2 , I_3 – индикаторы:

$$I_1 = \begin{cases} 1_1 \varepsilon \in (0_1 \varepsilon_T) \\ 0_1 \varepsilon \notin (0_1 \varepsilon_T) \end{cases}; \quad I_2 = \begin{cases} 1_1 \varepsilon \in (\varepsilon_T \varepsilon'_T) \\ 0_1 \varepsilon \notin (\varepsilon_T \varepsilon'_T) \end{cases}; \quad I_3 = \begin{cases} 1_1 \varepsilon \in (\varepsilon'_T \varepsilon_p) \\ 0_1 \varepsilon \notin (\varepsilon'_T \varepsilon_p) \end{cases}, \quad (23)$$

где $\varepsilon_T = \sigma_T \Theta^{-1}$; $\varepsilon'_T = \varepsilon_T + \alpha$; ε_p – предельная деформация равновесного разрушения; ε_T – предельная деформация.

Это, безусловно, интересный подход, учитывающий при помощи индикаторов I_1 , I_2 , I_3 особенности состояния материала по ходу его разрушения (или деформирования). Аналогичный подход предложен и в работах [20], где экспериментальную функцию сопротивления материала предлагается аппроксимировать кусочно-линейной функцией

$$S_1 = E Z_1 I_1 + [S_T + E_T (Z_1 - l_T)] I_2 + [S_b - D_1 (Z_1 - l_b)] I_3, \quad (24)$$

где E – модуль Юнга; S_T – предел текучести; E_T – модуль упрочнения; D_1 – модуль хрупкости; l_T , l_b – предельные деформации;

$$E = S_T / l_T; E_T = (S_b - S_T) / (l_b - l_T); D_1 = S_b / (l_b - l_T), \quad (25)$$

где I_1, I_2, I_3 – индикаторы интервалов измерения деформаций. В области упругих деформаций $I_1 = 1, I_2 = I_3 = 0$. В области упруго-пластических деформаций $I_2 = 1, I_1 = I_3 = 0$. В области деформаций на стадии макроразрушения $I_3 = 1, I_2 = I_1 = 0$.

В работе [21] приведены формулы для аналитического описания зависимости кривых $\sigma - \varepsilon$ при кратковременных испытаниях. Отмечается, что наилучшее соответствие с экспериментальными кривыми имеют теоретические кривые, рассчитанные по формуле:

$$f = f_0 \frac{\varepsilon / \varepsilon_0}{(n-1) + \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}\right)^n}, \quad (26)$$

где f – напряжение; f_0 – предельное напряжение; ε – деформация; ε_0 – деформация, соответствующая предельному напряжению; n – опытный параметр, имеющий различные значения для бетона, раствора и цементной пасты. Отмечается, что с помощью этого выражения могут быть рассчитаны кривые $\sigma - \varepsilon$, имеющие ниспадающий участок в случае испытания образцов с постоянной скоростью деформирования. Здесь следует отметить, что степенная функция никогда не описывала с достаточной степенью точности процессы деформирования материалов в широком диапазоне величин деформаций, поэтому формулой (26) следует пользоваться осторожно. В [22] для запредельной падающей ветви диаграммы деформирования предложены соотношения между напряжениями σ_{ij} и деформациями ε_{ij} вида:

$$\sigma_{ij} = K(1 + \lambda w)\varepsilon_{kk}\sigma_{ij} + 2\mu(1 - w)(\varepsilon_{ij} - \varepsilon_{kk}\sigma_{ij}/3), \quad (27)$$

где K, μ – модули объемного сжатия сдвига неповрежденного материала; λ – коэффициент дилатансии. Здесь w представляет собой поврежденность материала, увеличивающуюся по мере возрастания интенсивности деформаций. Эти соотношения описывают основные особенности деформирования горных пород и, прежде всего, явление локализации накопления рассеянных дефектов в отдельных зонах. Такой подход, безусловно, представляет большой, в первую очередь, научный интерес.

В работе [23] предложено аналитическое представление полной кривой $\sigma - \varepsilon$:

$$\frac{\vartheta}{\vartheta_{\max}} = \left(\frac{\varepsilon_1}{8\pi\varepsilon_0} + \frac{3}{4}\right) \sin \frac{\pi\varepsilon}{2\varepsilon_1} + \left(\frac{\varepsilon_1}{8\pi\varepsilon_0} - \frac{1}{4}\right) \sin \frac{3\pi\varepsilon}{2\varepsilon_1}, \quad (28)$$

где ε_0 – деформация, соответствующая $0,25 \varepsilon_{\max}$; ε_1 – деформация, соответствующая ε_{\max} . Ценность предложенного соотношения заключается в том, что диаграмма $\sigma - \varepsilon$ определяется полностью с помощью только этих параметров. В [24] установлено, что обычно применяемая зависимость между напряжением и осевой деформацией в виде гиперболической кривой не описывает нелинейное поведение грунтов. А в [25], напротив, на основании данных растяжения твердых тел предложена зависимость, в соответствии с которой напряжения пропорциональны гиперболическому тангенсу обобщенных деформаций, что говорит о противоречивости некоторых представлений о механизмах и природе деформирования твердых тел.

В работе [24] для бетонов предложена зависимость, с помощью которой полученные результаты совпадают с экспериментальными данными:

$$\sigma = E \exp \left[- \left(\frac{E\varepsilon - 2}{cS} \right)^m \right] = E\varepsilon \left(\frac{E_0}{E} \right) \left(\frac{E\varepsilon - 2}{E\varepsilon_0 - 2} \right). \quad (29)$$

В [25] кривую $\sigma - \varepsilon$ предложено строить на основе обычного экспоненциального уравнения для прочности элементарных связей:

$$\begin{cases} f = \frac{E_0\varepsilon}{2 + \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}\right)^3}, E_0 = \frac{3f_0}{\varepsilon_0}; \\ f = \frac{E_0\varepsilon}{a + (\varepsilon/\varepsilon_0)^b}, E_0 = (a+1) \frac{f}{\varepsilon_0}. \end{cases} \quad (30)$$

В работе [25] компоненты деформаций представлены в виде:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{3\Gamma}{2(1+\mu)\phi(\Gamma)} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)]; \quad \gamma_{xy} = \frac{3\Gamma}{\phi(\Gamma)} \tau_{xy}; \\ \varepsilon_y &= \frac{3\Gamma}{2(1+\mu)\phi(\Gamma)} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)]; \quad \gamma_{yz} = \frac{3\Gamma}{\phi(\Gamma)} \tau_{yz}; \\ \varepsilon_z &= \frac{3\Gamma}{2(1+\mu)\phi(\Gamma)} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)]; \quad \gamma_{zx} = \frac{3\Gamma}{\phi(\Gamma)} \tau_{zx}. \end{aligned} \quad (31)$$

Если принять Γ – интенсивность деформаций и T – интенсивность напряжений, то эти величины определяются в [25] следующим образом:

$$\begin{aligned} T &= \frac{\sqrt{2}}{2} \left\{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right\}^{1/2}; \\ \Gamma &= \frac{\sqrt{2}}{3} \left\{ (\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2) \right\}^{1/2}. \end{aligned} \quad (32)$$

где $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – сдвиговые компоненты напряжений; $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – компоненты деформаций. Тогда обобщенная кривая деформирования имеет вид

$$T = \Phi(\Gamma) \quad (33)$$

и отражает общую связь между напряжениями и деформациями при любом виде напряженного состояния на всех стадиях деформирования. В работе [25] предложено стандартизированное выражение для кривой $\sigma - \varepsilon$ конструкционной стали в условиях монотонного осевого растяжения:

$$\sigma = \left[\frac{E}{1 + \varepsilon/\varepsilon_0} \right]^{1/R\xi}, \quad (34)$$

где R и ξ – эмпирические постоянные.

На основании обобщенного закона Гука связь между деформациями и напряжениями в теории упругости выражается уравнениями:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)], \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G};$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)], \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}; \quad (35)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)], \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G},$$

где $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$.

При постоянной скорости деформации $w = \dot{\varepsilon} = const$ уравнение для кривой $\sigma = f(\varepsilon)$ с отклонением от линейной зависимости представляется в виде:

$$\sigma = k w \left(1 - l^{-\varepsilon/w n} \right), \quad (36)$$

где $n = \frac{k}{E}$ время фиксации, $k = \frac{\sigma_b}{\dot{\varepsilon}}$; σ_b – напряжение для идеально вязкого тела.

Там же описываются уравнения параболического типа:

$$\sigma = f(\varepsilon)_{\varepsilon=0} + \varepsilon f'(\varepsilon)_{\varepsilon=0} + \frac{\varepsilon^2}{1 \times 2} f''(\varepsilon)_{\varepsilon=0} + \dots \quad (37)$$

Ограничиваясь первыми двумя членами уравнения, можно получить линейную зависимость, соответствующую простейшей форме закона Гука. Большее количество членов ряда дает кривую того или иного вида. Недостатком предложенных кривых является то обстоятельство, что физическая сущность явления и причинность тех или иных особенностей кривой полностью выпадает из рассмотрения. По этой причине подобные соотношения и соответствующие им кривые не получили широкого распространения. А.Е.Шейкиным в предложено уравнение диаграммы сжатия бетона, при выводе которого предполагалось, что деформации ползучести прямо пропорциональны величине напряжений и времени действия нагрузки:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + \alpha \sigma^2, \quad (38)$$

где E_0 – начальный модуль упругости бетона.

Искривление диаграммы сжатия объясняется нарастанием деформаций ползучести при высоких напряжениях в бетоне. Коэффициент пропорциональности α рассматривается как некоторая физическая характеристика, постоянная для данного бетона. Выражение является ничем иным, как законом Гука с попыткой учета ползучести материала.

Рассмотрим следующее соотношение:

$$\sigma_i = 3G\varepsilon_i(1 - w), \quad (39)$$

где w – функция пластичности Ильюшина;

$$\varepsilon_i = \sigma_i \frac{(1 + \vartheta)}{3G}, \quad (40)$$

где ϑ – функция пластичности Хенки. Эти функции связаны соотношением:

$$\vartheta = \frac{w}{(1 - w)}, \quad (41)$$

причем $0 \leq w(1, \frac{dw}{d\varepsilon_i}) > 0$. Это справедливо для активного процесса деформации, т.е. когда $\varepsilon_i(t_1) < \varepsilon_i(t_2)$ при $t_1 < t_2$ (нагружение).

Для динамического нагружения количественное изменение (текучести) дается выражение

$$\sigma_T = \sigma_T^0 \left[1 + k \ln \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\varepsilon_0} \right)^n \right], \quad (42)$$

где σ_T^0 – предел текучести при скорости деформации; K и n – постоянные.

Для переменной скорости деформации в [32] предлагается зависимость

$$\sigma = A \left[\int_{\varepsilon_0}^{\varepsilon} \left(\frac{h(\varepsilon)}{\varepsilon_0} \right)^q d\varepsilon \right] \left[\frac{h(\varepsilon)}{\varepsilon_0} \right]^n, \quad (43)$$

справедливая для произвольного изменения скорости деформации $\dot{\varepsilon} = h(\varepsilon)$, начиная со значения $\dot{\varepsilon}_0$ при ε_0 .

Для произвольной истории нагружения предложена зависимость

$$\sigma = \sigma(\varepsilon^{(p)}) - \int_0^t k(t-\tau) \sigma(\tau) d\tau, \quad (44)$$

где $\sigma(\varepsilon^{(p)})$ – предельная динамическая зависимость при $\dot{\varepsilon} \rightarrow \infty$; $\varepsilon^{(p)} = \varepsilon - \frac{\sigma}{E}$ – пласти-

ческая деформация; $K(t)$ – ядро, которое при обработке данных эксперимента принято в форме ядра Абеля. Предложенные соотношения основаны на теории упругости, ползучести и деформации. Учет различных условий нагружения, а также истории нагружения является, безусловно, весьма важным началом в оценке и расчете деформирования материалов. Скорость деформации, по-видимому, достаточно адекватно отражает эволюцию материала, что в принципе является интересным, однако она не отражает непосредственно физический механизм. Учитывая то, что в большинстве случаев необходимо определить не физическое состояние структуры материала, а его НДС достаточно просто и удобно для практических расчетов. Полные кривые $\sigma - \varepsilon$ для бетона и пескобетона описываются зависимостями вида:

$$\sigma = \frac{R_c \beta \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c}}{\beta - 1 + \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} \right)^\beta}, \quad (45)$$

где $\beta = \frac{1}{1 - \frac{R_c}{\varepsilon_c} \frac{E_{fl}}{E}}$; ε_c – деформация, соответствующая максимальному напряжению

(максимальной нагрузке); $R_c = \sigma_c$ – максимальная нагрузка.

- Выводы.** 1. Необходим однозначный учет эволюции материала под нагрузкой в каждый момент времени с возможностью учета изменения условий и режима нагружения.
2. Необходима четкая привязка эволюционных уравнений к иерархии структуры исследуемого материала с целью выявления ведущих, второстепенных и косвенных звеньев, участвующих в процессе разрушения.

3. В изначально детерминированном уравнении долговечности все основные параметры должны быть статистическими. Деформируемое твердое тело необходимо рассматривать как самоорганизацию диссипативных структур со спонтанной их перестройкой с последовательностью кинетических переходов, при которых случайность, неравновесность и необратимость являются источниками порядка в системе. Повидимому, именно на этих основных положениях и должны базироваться новые, более совершенные методы аналитического описания и прогнозирования НДС и долговечности конструкционных, строительных материалов и горных пород.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев А.А. Определение параметров поврежденности пластичных материалов на стадии разупрочнения / А.А.Лебедев, Н.Г.Чаусов, Ю.Л.Евецкий // Проблемы прочности. – 1989. – №9. – С.14-18.
2. Кинетика разрушения листового пластичного материала на заключительной стадии деформирования / А.А.Лебедев, Н.Г.Чаусов, О.И.Марусий [и др.] // Проблемы прочности. – 1988. – №12. – С.18-25.
3. Несмашный Е.А. Аналитические зависимости для полной диаграммы деформирования песчано-глинистых массивов / Несмашный Е.А. // Изв. Вузов. Горный журнал. – 1989. – №10. – С.32-33.
4. Бока Х. Введение в механику скальных пород / Под ред. Бока Х. – М.: Мир, 1983. – 276с.
5. Баклашов И.В. Деформирование и разрушение породных массивов / Баклашов И.В. – М.: Недра, 1988. – 271с.
6. Байков В.Н. Расчет изгибаемых элементов с учетом экспериментальных зависимостей между напряжениями и деформациями для бетона и высокопрочной арматуры / В.Н.Байков // Изв. Вузов. Строительство и архитектура. – 1981. – №5. – С.26-32.
7. Хорошун Л.П. Об оценке трещиностойкости материала на основе диаграммы деформирования / Хорошун Л.П. // Прикладная механика. – 1989. – С.25-32.
8. Белл Д.Ф. Экспериментальные основы механики деформируемых твердых тел: в 2-х частях / Белл Д.Ф.; пер. с англ. под ред. А.П.Филина. – Часть 2. Конечные деформации. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984. – 432с.
9. Шевченко В.И. Методика определения полных диаграмм изгиба хрупких материалов / В.И.Шевченко, А.В.Ушаков А.В. // Заводская лаборатория. – №9. – 1985. – С.80-81.
10. Вишнинецкий Г.Д. Об эмпирических выражениях полной диаграммы сжатия бетона / Г.Д.Вишнинецкий // Исследования по механике конструкций и материалов. – Л.: ЛИСИ. – 1989. – С. 71 – 74.
11. Вахненко П.Ф. Об учете пластических свойств бетона при расчете кососжимаемых и косоизгибаемых железобетонных элементов / П.Ф.Вахненко, В.Н.Кондель // Изв. Вузов. Строительство и архитектура. – 1989. – №10. – С.6-9.
12. Скуратовский М.Н. О распространении законов Кокса и Хартига на большие деформации материалов / М.Н.Скуратовский, В.Б.Резник // Изв. Вузов. Строительство и архитектура. – 1989. – №4. – С.120-122.
13. Prevost I.H. The tensile stress-strain curve generation from simple material parameters / I.H.Prevost // J. Geotechn. Test. J. – 1991. – 14, №2. – P.1255-1263.
14. Griffiths D.V. Stress-strain curve generation from simple triaxial parameters / D.V. Griffiths, I.H. Prevost // Int. J. Numer. And Anal.Meth Geomech. – 1990. – 14, №8 – P.587-594.

15. Гуца Ю.П. Расчет деформаций конструкций на всех стадиях при кратковременном и длительном нагружениях / Ю.П.Гуца, Л.Л.Леммыш // Бетон и железобетон. – 1985. – №11. – С.11-16.
16. Лифшиц М.Б. Вариант модели объемного деформирования бетона // Изв. Вузов. Строительство. – 1991. – №10. – С.121-124.
17. Волков С.Д. К теории макротрещин. Сообщение 1. Модели класса M_T / С.Д.Волков // Проблемы прочности. – 1981. – №2. – С. 44 – 48. Волков С.Д. К теории макротрещин. Сообщение 2. Модели класса M_T / С.Д.Волков // Проблемы прочности. – 1981. – №2. – С.38-42.
18. Popovics S.A. Complete averages for the estimation of deformability of composite materials / S.A.Popovics // физ.-хим. Мех (НРБ). – 1981. – №3. – С. 31 – 36.
19. Гарагаш И.А. Модель дилашансионного растрескивания упругой среды / И.А.Гарагаш, Е.Ч.Агжигов // Математика и механика: 9 респ. межвуз. науч. конф., 12-15 сент. 1989 г.: тезисы докл. – Алма-Ата, 1989. – Ч.3. – С.55.
20. Яшин А.В. Прочность и деформация бетона при кратковременной длительной нагрузках. / А.В.Яшин // Структура и строительно-технические свойства гидротехнического бетона. – 1973. – №1 – С.148-152.
21. Виноградов В.В. Геомеханика управления состоянием массива вблизи горных выработок / Виноградов В.В. – К.: Наук. думка, 1989. – 192с.
22. Nozomi Komatsubara The modeling of $\varepsilon - \sigma$ dependency of multiphase steels / Nozomi Komatsubara // Curc. Adv. Mater. and Proc. – 1990. – №3 – P.874.
23. Берг О.Я. Физические основы теории прочности бетона и железобетона / Берг О.Я – М.: Гос. изд-во литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1961. – 96с.
24. Попов В.Н. Динамика разрушения деформируемого тела / В.Н.Попов, В.В.Селиванов. – М.: Машиностроение, 1987. – 272с.
25. Czkwianianc A. Zaleznosc $\sigma - \varepsilon$ betonu zwyklego I plaskowego w swietle badan eksperymentnych / A.Czkwianianc., A.Nowakowski // Archiwum inzynierii ladowej. – 1990. – Т. 36., вып. 1-2. – С.103-119.

Поступила в редколлегию 26.07.2012.

УДК 624.074.4

ПЕРЕМІТЬКО В.В. к.т.н., доцент
РЕЙДЕРМАН Ю.І., к.т.н., доцент
ЧЕРЕДНИК Є.О., ст. викладач
ЗАВАДСЬКИЙ А.В., магістр
КЛОЧКО К.І., магістр
ТАБЕРКО Л.М., інженер

Дніпродзержинський державний технічний університет

РОЗРАХУНОК РОЗПІРНИХ ШПАНГОУТІВ

Вступ. При застосуванні оболонкових конструкцій у місці з'єднання днища з корпусом виникає підвищення напружень. Це явище, що зветься концентрацією напружень в окремих перерізах, обумовлює необхідність виконувати всю конструкцію збільшеної товщини. Але є можливість збільшити товщину тільки частини корпусу, а решту конструкції зробити зварною з кількох частин, передбачаючи, що більшу товщину буде мати тільки та частина, де діють підвищені напруження, або виготовляти її з

більш міцного матеріалу. Ця частина зветься шпангоутом. На рис.1 представлена схема розрахунку конструкції, що включає в себе розпирний шпангоут.

З точки зору тих, хто розраховує таку конструкцію на міцність, вона статично невизначена. Невідомими є перерізувальні сили та згинальні моменти.

Постановка задачі. При виконанні розрахунку конструкції на міцність постає задача ліквідації статичної невизначеності.

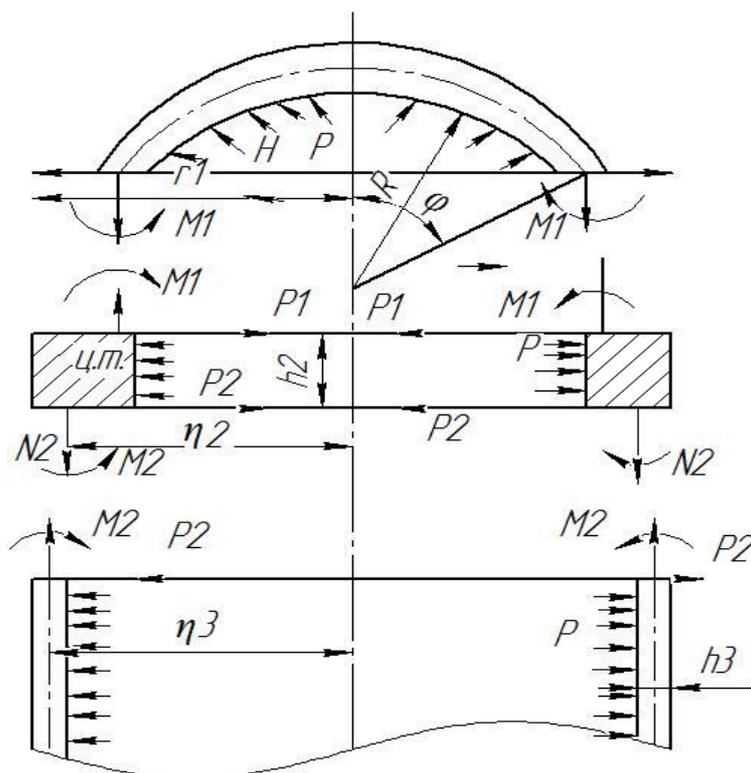


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Результати роботи. Для розв'язання поставленої задачі складають 4 рівняння нерозривності, а саме, відображають твердження, що в тотожних перерізах переміщення в радіальному напрямі і кути повороту правої і лівої частини тотожно однакові. Отже для ліквідації статичної невизначеності конструкції складають 4 рівняння нерозривності. Рівняння вирішують відносно сил і моментів. Розрахунок починають з визначення площі перерізу шпангоута за формулою:

$$F = \frac{1}{\delta E} [C_2 r_2 r_1 - C_4 r_2 r_3 - r_2^2 h_2 P - \delta r_2 r_1 (a_4 + b_4)], \text{ см}^2. \quad (1)$$

Попередньо задаємо величину δ переміщення центра тяжіння шпангоута, яку обираємо з урахуванням умов надійності роботи шпангоута:

$$\delta = \frac{\sigma_T I_2}{K_c E}, \text{ см},$$

де K_c – коефіцієнт запасу міцності; E – модуль пружності, кг/см^2 ; σ_T – границя текучості матеріалу, кг/см^2 ; r_2 – відстань від центра тяжіння перерізу шпангоута до осі циліндра, см ;

$$C_2 = \frac{PR_1 \cos \varphi}{2} - \frac{(1-\mu)PR_1}{2K \sin \varphi},$$

де P – величина внутрішнього тиску, кг/см^2 ; R_1 – радіус круга, по якому сферичний сегмент з'єднується зі шпангоутом, см ; φ – половина центрального кута, який обмежує сферу днища, рад ; μ – коефіцієнт Пуасона;

$$K = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)} \sqrt{\frac{R_1}{h_1}};$$

де h_1 – товщина сферичної оболонки, см ;

$$C_4 = \frac{(2-\mu)P}{2}, \text{ кг/см}^2;$$

r_3 – радіус циліндричної частини, см; h_2 – ширина шпангоута, см;

$$\alpha_4 = \frac{h_1 E}{R_1 K \cdot \sin^2 \varphi}; b_4 = \frac{h_3 E}{K_1^2 r_3^2};$$

h_3 – товщина циліндричної частини, см;

$$K_4 = \frac{\sqrt[4]{(3-\mu^2)}}{\sqrt{\tau_3 h_3}}.$$

Після визначення площі поперечного перерізу шпангоута отримують остаточні його розміри та перевіряють на міцність, не нехтуючи кутом повороту шпангоута:

$$\delta_{\text{ уточ.}} = \frac{a_3 r_2 r_1 + b_3 r_2 r_3}{\frac{1}{d_1} + a_4 r_2 r_1 + b_4 r_2 r_1} v_1^{(2)} - \frac{(c_4 r_2 r_3 - c_1 r_1 r_1 + k_3)}{\frac{1}{d_1} + a_4 r_2 r_1 + b_4 r_2 r_1}, \text{ см}; \quad (2)$$

де $v_1^{(2)} = \frac{4k_1^3 r_3^2}{h_3 E}$ – кут повороту точки шпангоута, рад.;

$$a_3 = -\left(\frac{h_1 E}{2k^2 \sin \varphi} + \frac{l_1 h_1 E}{R_1 k \sin^2 \varphi}\right);$$

$$b_3 = \left[\frac{l_2 h_3 E}{k_1^2 r_3^2} + \frac{h_3 E}{2k_1^2 r_3^2}\right];$$

l_1, l_2 – відстань від центра тяжіння перерізу шпангоута до напрямку дії сил P_1, P_2 відповідно, см;

$$d_1 = \frac{1}{EF};$$

$$K_3 = r_2^2 h_2 P; \quad (3)$$

$$M_2 = b_1 v_1^{(2)} - b_2 \delta - C_3;$$

$$P_2 = b_3 v_1^{(2)} - b_4 \delta - C_4; \quad (4)$$

$$b_1 = \frac{h_3 E (1 + l_2)}{2k_1^3 r_3^2};$$

$$b_2 = \frac{h_3 E}{2k_1^3 r_3^2};$$

$$C_3 = \frac{(2-\mu)P}{4k_1};$$

$$M_1 = a_1 v_1^{(2)} - a_2 \delta - C_1; \quad (5)$$

$$P_1 = a_3 v_1^{(2)} - a_4 \delta + C_2; \quad (6)$$

$$a_1 = -\left(\frac{h_1 E R_1}{2k_3} + \frac{l_1 h_1 E}{2k^2 \sin \varphi}\right);$$

$$C_1 = \frac{(1-\mu) P R_1^2}{4k^2};$$

$$a_2 = \frac{h_1 E}{2k^2 \sin \varphi}.$$

Величини розпірних сил:

$$H_1 = \frac{P R_1}{2} \cos \varphi; \quad (7)$$

$$N_2 = \frac{1}{2} P r_3.$$

Висновки. Знаючи краєві сили та згинаючі моменти P_1, P_2, M_1, M_2 , розпірні сили H_1 та сили N_1, N_2 , визначаємо напруження в перерізах обчислення. Небезпечними в шпангоуті завжди є кільцеві напруги, які складаються з напруг, обумовлених переміщенням в радіальному напрямку та поворотом перерізу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Канторович З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов / Канторович З.Б. – М.: Машгиз, 1960. – 260с.
2. Кац А.М. Теория упругости / Кац А.М. – М.: Гостехиздат, 1956. – 230с.
3. Напружено-деформований стан зварних оболонкових конструкцій: монографія / [Перемітько В.В., Носов Д.Г., Рейдерман Ю.І., Гамаза Е.О.]. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2011. – 231с.
4. Перемітько В.В. Напружено-деформований стан зварних конструкцій: навчальний посібник / Перемітько В.В., Рейдерман Ю.І. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2005. – 192с.

Надійшла до редакції 27.01.2012.