

УДК 671.791.5

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор
ИВЧЕНКО П.С., к.т.н., доцент
МАРТОВИЦКИЙ Л.М.* , к.т.н., доцент
ГАСИЛО Ю.А., к.т.н., доцент
САВОНОВ Ю.М.* , к.т.н., доцент
КОТЛЯРОВ Н.С., магистр

Днепропетровский государственный технический университет, г. Камянское

*Запорожский национальный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА КОНИЧЕСКОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ УСТАНОВКИ ШВЕДСКОЙ ФИРМЫ «КАМЮР»

Введение. Начиная с 1949 года в качестве загрузочного устройства варочного котла для получения товарной целлюлозы на установках шведской фирмы «Камюр» начали эффективно использоваться конические трибосистемы (КТС).

В технической литературе отсутствует информация, каким видам износа подвергаются рабочие поверхности питателей КТС и каким образом они влияют на эксплуатационную надежность, срок службы и ремонтпригодность деталей питателя КТС.

Анализ научных работ [1-3] показал, что условно все конические сопрягаемые поверхности вращающегося ротора и неподвижного корпуса питателя КТС можно разделить на два характерных участка.

1-й участок – основание и средние перемычки ротора и корпуса (20% конических поверхностей). Их назначение:

- 1) являются каркасом, на котором крепятся две секции ротора и корпуса;
- 2) средние перемычки ротора и корпуса разделяют секции и обеспечивают их автономную работу;
- 3) основание ротора и корпуса ограничивают секции по бокам и сохраняют в них необходимый перепад давления 1,2 МПа.

2-й участок – две секции ротора и корпуса; они составляют 80% всех рабочих конических поверхностей, выполняя функции:

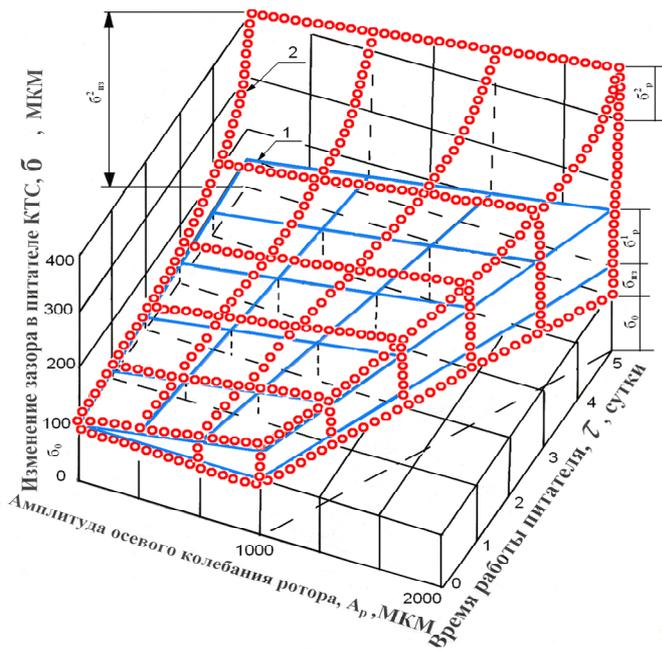
- 1) загрузки гидросмеси через окна корпуса и сквозные карманы вращающегося ротора в вертикальной плоскости гидросмеси;
- 2) выгрузки гидросмеси через окна корпуса и сквозные карманы вращающегося ротора в горизонтальной плоскости гидросмеси.

Окна загрузки и выгрузки ротора и корпуса составляют 40% всех конических поверхностей;

- 3) запорные функции выполняют четыре сектора конических поверхностей питателя КТС и они составляют 50% поверхностей, которые расположены диаметрально и разделены окнами загрузки и выгрузки.

Постановка задачи. Целью данной работы является исследование влияния на надежность, срок службы и ремонтпригодность питателя конической трибосистемы следующих эксплуатационных и конструктивных параметров: величины зазора в питателе при компенсации уровня щелочи в питательной трубе; величины амплитуды колебания ротора под действием гидроударов; амплитуды осевого перемещения ротора при компенсации зазора; особенности износа сопрягаемых деталей питателя.

Результаты работы. Для решения поставленных задач использовались действующие промышленные установки шведской фирмы «Камюр», работающие на предприятиях, на которых после эксплуатации и разборки питателей определяли геометрические размеры всех участков ротора и корпуса, а также величину износа. Величину из-



1-й участок – индикаторные рисунки износа на основаниях и средних перемычках ротора;

2-ой участок – индикаторный рисунок износа ротора в двух секциях питателя между окнами

Рисунок 1 – Зависимость изменения зазора в питателе КТС от:

- 1 – индикаторных рисунков износа ротора;
- 2 – амплитуды осевого перемещения ротора (A_p);
- 3 – времени работы питателя КТС (τ , сутки)

носа по коническим поверхностям ротора и корпуса определяли с помощью индикатора часового типа, устанавливаемого на суппорте (замеры износа ротора) и карусельном станке (замеры износа корпуса) с точностью + 0,005 мм. Экспериментальный материал был собран и обработан на более чем пятидесяти деталях питателей производительностью 500 т/сутки на разных предприятиях России и Украины (Архангельском ЦБК, Сыктывкарском ЛПК, Братском ЛПК, Усть-Илимском ЛПК, Котласском ЦБК, Сегежском ЦБК и Херсонском ЦБК) [1-3].

На основании проведенных исследований на рис.1 построены индикаторные графики износа в аксонометрии для двух характерных участков ротора. Из рис.1 видно, что износ ротора существенно влияет на формирование зазора в питателе между корпусом и вращающимся ротором.

На первом и втором участках ротора величины зазоров в питателях КТС с учетом табл.1 можно выразить математическими зависимостями

$$\delta_1 = \delta_0 + K_1\tau + A_{p1} \cdot \frac{K}{2} = 100 + 2,3 \cdot 1 + 1000 \frac{1}{20 \cdot 2} = 127,3; \quad (1)$$

$$\delta_2 = \delta_0 + K_2\tau^3 + (A_{p2} + K_2\tau) \cdot \frac{K}{2} = 100 + 3,2 \cdot 1^3 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 100,08, \quad (2)$$

где δ_1 и δ_2 – величины зазоров индикаторных рисунков на 1-ом и 2-ом участках ротора в любой момент времени, мкм; δ_0 – исходная средняя величина зазора в питателе перед эксплуатацией; K_1 и K_2 – коэффициенты пропорциональности линейной зависимости и кубической параболы третьего порядка; мкм; τ – время эксплуатации питателя между компенсациями зазора, сутки; A_{p1} , A_{p2} – амплитуды колебания на соответствующих участках ротора до и после эксплуатации, мкм; $K = 1/20$ – конусность ротора.

Рассмотрим составляющие величины, входящие в формулы (1) и (2).

1. Исходная средняя величина зазора в питателе перед эксплуатацией. Эта величина зазора зависит от следующих факторов: 1) величины и времени приработки деталей питателя; 2) от протечек щелочи, поступающей в питательную трубу и определяющих высоту уровня щелочи в ней и 3) от нагрузки на привод ротора.

С учетом этих факторов величина зазора должна быть минимальной с одной стороны и иметь минимальную нагрузку на привод ротора. Эта величина (табл.1) достигает $\delta_0 = 100$ мкм.

2. Характер кривых износа при эксплуатации. Опыт эксплуатации показывает, что на 1-м участке ротора величина износа описывается по линейному закону. Коэффициент параболы для сопрягаемых материалов *монель-металл-1Х13* $K_1 = 2,3$ (табл.1).

Во втором случае антифрикционная пара *монель-металл-1Х13* быстрее изнашивается. Это явление является положительным, так как при этом меньше вероятность возникновения явлений заклинивания, заедания и схватывания ротора относительно корпуса при выполнении компенсации зазора.

Характер кривых износа на 2-ом участке ротора описывается параболой 3-го порядка и зависит от используемых материалов. Для материалов *монель-металл-1Х13* (табл.1) коэффициент пары $K_2 = 3,2$; для материалов *40Х13-1Х13* – $K_2 = 1,6$; во втором случае износостойкость материалов выше, чем в 1-ом случае, и, следовательно, величины износа будут меньше, а срок службы питателя – больше.

Таблица 1 – Изменение физических величин в питателе КТС в зависимости от времени работы при частоте вращения $n = 5 \text{ мин}^{-1}$

Физические характеристики: числитель – основания и средние перемишки деталей (1), знаменатель – конические поверхности между окнами деталей (2)	Время работы питателя КТС τ , сутки				
	1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6
Материалы: 1. Монель-металл-1Х13 / 2. Монель-металл-40Х13					
1.1 Исходный зазор в питателе δ_0 , мкм	$\frac{100}{100}$	–	--	–	–
1.2 Увеличение износа в процессе работы: $\sigma_{из}^1 = k_1 \cdot \tau = 2,3 \cdot \tau = 2,3 \cdot 1 = 2,3$ мкм $\sigma_{из}^2 = k_2 \cdot \tau^3 = 3,2 \cdot \tau^3 = 3,2 \cdot 1^3 = 3,2$ мкм	$\frac{2,3}{3,2}$	$\frac{4,6}{19,2}$	$\frac{6,9}{86,4}$	$\frac{9,2}{204,8}$	$\frac{11,5}{400}$
1.3 Полная величина зазора в питателе $\frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{\delta_0^1 + \delta_{из}^1}{\delta_0^2 + \delta_{из}^2}$ мкм	$\frac{25}{25}$	$\frac{31,25}{31,25}$	$\frac{37,5}{37,5}$	$\frac{43,75}{43,75}$	$\frac{50}{50}$
1.4 Величина амплитуды осевого перемещения ротора A_p , мкм $A_p = A_{p1} + k_{11} \cdot \tau = 1000 + 250 \cdot \tau$ $A_p = A_{p2} + k_{22} \cdot \tau$	$\frac{1000}{1000}$	$\frac{1250}{1250}$	$\frac{1500}{1500}$	$\frac{1750}{1750}$	$\frac{2000}{2000}$
1.5 Увеличения зазора от гидроударов $\frac{\delta_{P1}}{\delta_{P2}}$, мкм/мкм $\delta_{P1} = A_{P1} \cdot \frac{K}{2} = 1250 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 25$; $\delta_{P2} = A_{P2} \cdot \frac{K}{2} = 1250 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 25$	$\frac{25}{25}$	$\frac{31,25}{31,25}$	$\frac{37,5}{37,5}$	$\frac{43,75}{43,75}$	$\frac{50}{50}$
1.6 Разность зазора между 2-м и 1-м участками деталей КТС $\Delta = \delta_2 - \delta_1$, мкм	0,9	14,6	79,5	195,6	388,5

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
Уровень щелочи в питательной трубе Н, мм	0,6	0,75	0,9	1,05	1,2
Нагрузка на привод ротора A_a , А	18-20	18-20	18-20	18-20	18-20
Компенсации критического зазора (ККЗ)	2000	2000	2000	2000	2000
2.1 Осевые перемещения ротора $П_P$, мкм					
2.2 Уменьшение зазора при ККЗ, мкм $S_{\text{ККЗ}} = П_P \cdot \frac{K}{2} = 2000 \cdot \frac{1}{40} = 50$	–	–	–	–	50
2.3 Уменьшение зазора на участках 1 и 2 КТС					<u>38,5</u>
$\Delta_1 = \delta_{\text{уз}}^1 - \Delta_{\text{ККЗ}} = 11,5 - 50 = -38,5 \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$ $\Delta_2 = \delta_2 - \Delta_{\text{ККЗ}} = 400 - 50 = 350 \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$					<u>-38,5</u> <u>350</u>
2.4 Нагрузка на привод ротора A_a , А					85-90
2.5 ПМТКЗ Осевое перемещение ротора A_P , мкм Уменьшение зазора в питателе, мкм Нагрузка на привод ротора A_a , А	250 6,25 18-22	–	–	–	–
Материалы: 1. Монель-металл-40X13 / 2. 40X13-1X13					
3.1 Исходная величина зазора в питателе δ_0 , мкм	$\frac{100}{100}$	–	–	–	–
3.2 Увеличение износа в процессе работы: $\sigma_{\text{уз}}^1 = k_1 \cdot \tau = 11,8 \cdot \tau = 11,8 \cdot 1 = 11,8 \text{ мкм}$ $\sigma_{\text{уз}}^2 = k_2 \cdot \tau^3 = 1,6 \cdot \tau^3 = 1,6 \cdot 1^3 = 1,6 \text{ мкм}$	$\frac{11,8}{1,6}$	$\frac{23,6}{12,8}$	$\frac{35,4}{43,2}$	$\frac{47,2}{102,4}$	$\frac{59}{200}$
3.3 Полное увеличение зазоров питателя: $\frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{\delta_0^1 + \delta_{\text{уз}}^1}{\delta_0^2 + \delta_{\text{уз}}^2} \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$	$\frac{111,8}{101,6}$	$\frac{123,6}{112,8}$	$\frac{135,4}{143,2}$	$\frac{147,2}{202,4}$	$\frac{159}{300}$
$\frac{\delta_1}{\delta_2} \frac{\%}{\%}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{110,5}{111,0}$	$\frac{121,1}{140,9}$	$\frac{131,6}{199,2}$	$\frac{142,2}{295,2}$
3.4 Величина амплитуды осевого перемещения ротора $A_p^1 = A_{p1} + k_{11} \cdot \tau = 1000 + 150 \cdot \tau$ $A_p^2 = A_{p2} + k_{22} \cdot \tau = 1000 + 150 \cdot \tau$	$\frac{1000}{1000}$	$\frac{1150}{1150}$	$\frac{1300}{1300}$	$\frac{1450}{1450}$	$\frac{1600}{1600}$
3.5 Величина амплитуды увеличение зазора от гидроударов $\delta_p^1 = A_p^1 \cdot \frac{k}{2}$ $\delta_p^2 = A_p^2 \cdot \frac{k}{2}$	$\frac{25}{25}$	$\frac{28,75}{28,75}$	$\frac{32,5}{32,5}$	$\frac{36,25}{36,25}$	$\frac{40}{40}$
Разность величины зазора между 2-м и 1-м участками деталей КТС, $\Delta_1 = \delta_2 - \delta_1 \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$ $\Delta_2 = \delta_2 - \delta_1 \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$	<u>-10,2</u>	<u>-10,8</u>	<u>7,8</u>	<u>55,2</u>	<u>141</u>
Уровень щелочи в питательной трубе Н, м	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
Нагрузка на привод ротора A_a , А	18-20	18-20	18-20	18-20	18-20
4. Компенсации критического зазора (ККЗ)	2000	2000	2000	2000	2000
4.1 Осевое перемещение ротора $П_p$, мкм					
4.2 Уменьшение зазора при выполнении ККЗ $S_{ккз} = П_p \cdot \frac{K}{2} = 2000 \cdot \frac{1}{40} \leq 50$	–	–	–	–	50
4.3 Уменьшение зазора на участках 1 и 2 питателя КТС, $\Delta_1 = \delta_{из}^1 - \Delta_{ккз} = 59 - 50 = 9$ $\Delta_2 = \delta_2 - \Delta_{ккз} = 200 - 50 = 150$	–	–	–	–	$\frac{9}{150}$
4.4 Нагрузка на привод ротора A_a , А					25-27
ПМКТКЗ					
Осевое перемещение ротора $П_p$, мкм	250	–	–	–	–
Уменьшение зазора в питателе, мкм	6,25				
Нагрузка на привод ротора A_a , А	18-22				

3. Величина амплитуды осевого перемещения ротора. Согласно работам [1-3] в карманах вращающегося ротора возникают гидравлические удары, которые обуславливают осевые колебания ротора. Колебания ротора после приработки деталей питателя КТС достигают 1000 МКМ. После эксплуатации величина колебаний в зависимости от используемых материалов на 2-ом участке ротора достигает величины $A_{p1}=2000$ МКМ и $A_{p2}=1600$ МКМ. Амплитуда осевых колебаний ротора зависит от износостойкости сопрягаемых материалов на 1-ом участке основной и средней перемычек ротора и корпуса, не зависит от износостойкости материалов на 2-ом участке ротора и определяется по формулам:

$$A^1 p7 = Ap1 + K_{11} \cdot \tau = 1000 + 250 \cdot 1 = 1250; \quad (3)$$

$$A^2 p = Ap2 + K_{22} \cdot \tau = 1000 + 250 \cdot 1 = 1250. \quad (4)$$

4. Величина амплитуды изменения величины зазора от гидроударов зависит от амплитуды осевого колебания ротора и используемой конусности:

$$\delta_p^1 = A_p^1 \cdot \frac{K}{2} = 1250 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 31,25; \quad (5)$$

$$\delta_p^2 = A_p^2 \cdot \frac{K}{2} = 1250 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 31,25. \quad (6)$$

5. Разность величины зазора на участках 2 и 1 определяется по формуле:

$$D = \delta_p^2 - \delta_p^1 = (A_p^1 + K_{22} \cdot \tau) \cdot \frac{K}{2} - (A_p \cdot K_{22} \cdot \tau) \cdot \frac{K}{2} = \frac{K}{2} (K_{22} - K_{11}) \cdot \tau \quad (7)$$

и зависит от разности коэффициентов пропорциональности кривых износа.

Из анализа разности величин зазора на участках 2 и 1 видно, что в начале эксплуатации эти величины положительны для материала 1. Монель-металл-1Х13 / 2. Монель-металл-40Х13 и отрицательны для материала 1. Монель-металл-1Х13 / 2. 40Х13-1Х13. Сочетание материалов во втором случае более благоприятно, так как в первые сутки

эксплуатации износ по основаниям и средним переключкам больше, чем по секциям и, следовательно, явления заклинивания, схватывания и заедания ротора относительно корпуса на этих участках маловероятно.

6. Уровень щелочи в питательной трубе (табл.1) возрастает пропорционально величине зазора. Это объясняется ростом протечек щелочи, поступающей из питателя КТС в питательную трубу. При этом нагрузка на привод ротора сохраняет свои значения постоянными и колеблется в пределах $A_a = 18...20$ Ампер.

7. Компенсация зазора. При компенсации критического зазора (ККЗ) осуществляется осевое перемещение ротора на два деления, 2 мм, (2000 мкм). При этом происходит уменьшение зазора на величину

$$S_{\text{ККЗ}} = P_P \cdot \frac{K}{2} = 2000 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 50, \quad (8)$$

где $S_{\text{ККЗ}}$ – величина компенсации критического зазора (ККЗ).

Следовательно, величина зазора на первом участке ротора (табл.1) и износостойкость материала уменьшается согласно уравнению на величину:

$$\Delta l = \delta u_3^1 - \Delta \text{ККЗ} = 11,5 - 50 = -38,5. \quad (9)$$

Отрицательный знак износа деталей КТС на 1-м участке показывает, что для того, чтобы уменьшить зазор на 1-ом участке ротора на 50 мкм, необходимо принудительно в течение нескольких минут износить сопрягаемую поверхность ротора при выполнении очередных компенсаций зазора.

Такой вид компенсации зазора сопровождается явлениями заклинивания, схватывания и заедания вращающего ротора относительно корпуса, что приводит к снятию питателя с эксплуатации.

При этом возрастает нагрузка на привод ротора в 4...4,5 раза. Использование схемы ККЗ вынудило производителей увеличить мощность двигателя привода с 8 до 40 кВт и более, что привело к частым разрушениям цапф ротора.

Для устранения перечисленных недостатков был разработан и внедрен в производство принудительный микротолчковый компенсатор зазора (ПМКТКЗ). Суть его состоит в том, что компенсация зазора выполняется один раз в сутки на величину 6,25 мкм (осевое перемещение ротора на 250 мкм или поворот маховика присадки ротора на 90 градусов (¼ часть оборота). При этом нагрузка на привод ротора практически не возрастает (показания амперметра изменяются от 18-20 до 20-22 А).

Использование менее износостойких материалов (замена 40X13 на 12X18H10T) позволяет существенно увеличить износ на 1-м участке (основания и средние переключки) ротора за 5 дней эксплуатации до 50 мкм и при последующей ККЗ снизить явление самозаклинивания, схватывания и заедания ротора.

Выводы. 1. Установлено, что все конические поверхности ротора и корпуса питателя КТС по величине и механизму износа можно разделить на два участка: 1) основания и средние переключки ротора и корпуса – на их долю приходится 20% всех конических поверхностей; 2) конические поверхности ротора и корпуса по длине окружности между окнами и по образующей, между основаниями и средней переключкой ротора и корпуса – на их долю приходится 80% конических поверхностей.

2. Износ на 1-ом участке ротора и корпуса на порядок меньше, чем на 2-ом участке, а величина износа зависит от: 1) скорости скольжения ротора относительно корпуса; 2) изменения зазора в питателе; 3) концентрации абразивных частиц в щелочи; 4) расхода и скорости прохождения протечек щелочи через вибрирующий зазор; 5) срока службы в первой степени.

3. Основание и средние переключки ротора и корпуса подвергают вибро-гидро-абразивному износу, величина которого зависит от: 1) скорости скольжения; 2) concentra-

ции абразивных частиц в щелочи; 3) амплитуды возвратно-поступательного перемещения щелочи в вибрирующем зазоре; 4) бокового избыточного давления щелочи в зазоре.

4. Срок службы питателя КТС зависит от износостойкости используемых материалов на 2-ом участке, а надежность компенсации зазора зависит от антифрикционных характеристик материала на 1-м участке ротора и используемых материалов при ремонте.

5. Использование менее износостойких материалов на основаниях и средних перемычках, например 1X13 взамен 40X13, позволяет существенно облегчить процесс компенсации зазора и, следовательно, увеличить надежность работы питателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Камель Г.И. Роторные питатели установок непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 160с.
2. 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.
3. Дослідження конічних трибосполучень у промисловому транспорті: монографія / Г.І.Камель, В.В.Перемітько, А.В.Єршов, Р.А.Куліковський. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. – 313с.

Поступила в редколлегию 23.01.2017

УДК 671.791.5

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор
ГАСИЛО Ю.А., к.т.н., доцент
ВОЛКОВ Г.П.* , к.т.н., доцент
КОСАРЕВ Е.О., магистр
КОТЛЯРОВ Н.С., магистр

Днепропетровский государственный технический университет, г. Камыанское

*Запорожский национальный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДНОГО ГИДРОТРАНСПОРТА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ДРЕВЕСНОЙ ЩЕПЫ В ВАРОЧНЫЙ КОТЕЛ

Введение. В 1979 году был открыт способ получения целлюлозы сульфатным способом в котлах периодического действия. С этого времени внимание специалистов было приковано к решению главной задачи – создания нетрадиционного вида транспорта, который мог бы непрерывно в течение года подавать измельченную древесину в варочный котел с давлением 1,2 МПа и температурой щелочи 160-180°C [1].

Впервые в мировой практике в Украине в 1926-1931 годах под руководством профессора Л.П.Жеребова был разработан способ нетрадиционной подачи древесной щепы в варочный котел. Для этого использовался плунжерный двухпоршневой насос с клапаном- распределителем, что позволило: 1) создать новый вид гидротранспорта высокого давления; 2) осуществлять непрерывную варку целлюлозы; 3) перерабатывать отходы сельскохозяйственного производства (полову, рапс, лен, камыш) и создавать небольшие мобильные установки производительностью 20-30 т/сутки; 5) снизить себестоимость производства целлюлозы в 5-7 раз; 6) улучшить эксплуатационные характеристики варочных котлов (устранить термоциклы) [1-3].

Используя опыт, приобретенный в Украине, шведская фирма «Камюр» предложила использовать в качестве транспортирующего устройства трубопроводную гидравлическую транспортную систему, в которой регулирование всеми технологически-