

случае величина частоты вращения изменялась на один шаг и вычисления возвращались к пункту 2.

При скоростях газа 1-3.5 м/с и плотностях орошения 0.5-3 кг/(м<sup>2</sup>с) получена удовлетворительная сходимость результатов: максимальное отклонение расчетных и экспериментальных данных не превышает 11%. Следовательно, данную математическую модель можно использовать в качестве методики определения частоты вращения ротора бесприводного массообменного аппарата в заданных диапазонах расходных параметров.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Боровик А.А., Ершов А.И. Исследование рабочих характеристик роторного дисперсионно-пленочного массообменного аппарата // Труды БГТУ. Сер. III. - Мн., 1994. - Вып.2, С. 83-88.
2. Кисяня Л.А., Чебышева К.В. О мощности, расходуемой на вращение дисков в потоке. - Труды ЦАГИ. Вып. 211, С. 166, 1935.
3. Сабинин Г.Х. Теория и аэродинамический расчет ветродвигателей. - М., Труды ЦАГИ. Вып.104, 1931.

УДК 66.015.23.66.048

А.А.Боровик, ассистент

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРНОГО БЕСПРИВОДНОГО МАССООБМЕННОГО АППАРАТА

In the article influence of constructive parameters on work characteristics of without drive rotate mass-transfer apparatus are studied.

Для разработки и выдачи рекомендаций на проектирование бесприводного роторного теплообменного аппарата [1,2], использующего энергию движения газового потока для вращения ротора, необходимо иметь исчерпывающую информацию о влиянии конструктивных особенностей на величину брызгоуноса жидкости и критические числа оборотов ротора, существенно влияющих на диапазон устойчивой работы.

Исходя из этого, нами были проведены экспериментальные исследования с целью установления зависимостей брызгоуноса от места подвода жидкой фазы на диспергирующий диск, а также изучения влияния диаметра аппарата на величину минимально допустимой скорости газа, при которой ротор переходит из неподвижного состояния в состояние вращения и наоборот.

Опыты проводились на системе воздух-вода при температурах 16-21°C. На рис. 1 представлены зависимости величины капельного брызгоуноса от расстояния между местом подвода жидкости и осью аппарата, а

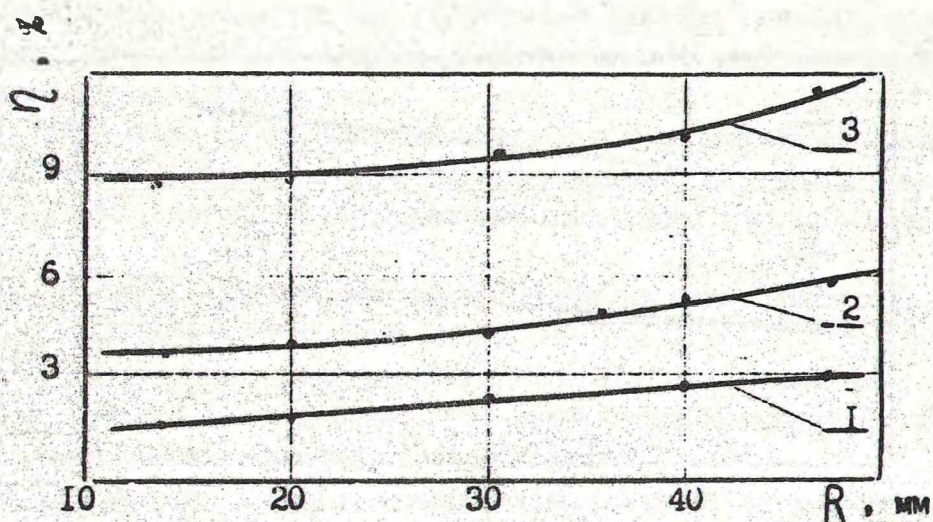


Рис.1. Зависимость брызгоуноса от расстояния точки перелива до оси вращения: 1 -  $V=2,80$  м/с; 2 -  $3,05$  м/с; 3 -  $3,24$  м/с.  
 $q=0,68$  кг/(с·м<sup>2</sup>);  $h - 20$ мм

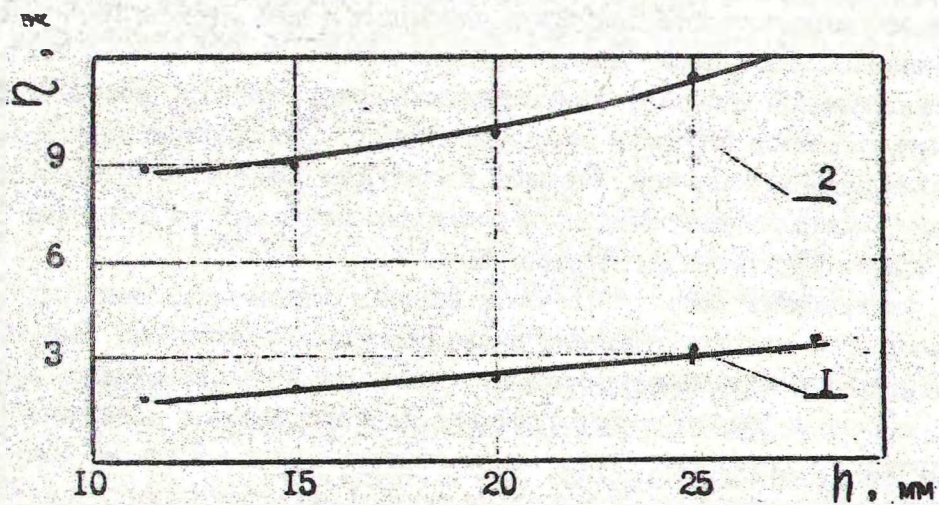


Рис.2. Зависимость брызгоуноса от расстояния точки перелива.  
 1 -  $V=2,80$  м/с; 2 -  $3,24$  м/с;  $q=0,68$  кг/(с·м<sup>2</sup>);  $D - 240$ мм



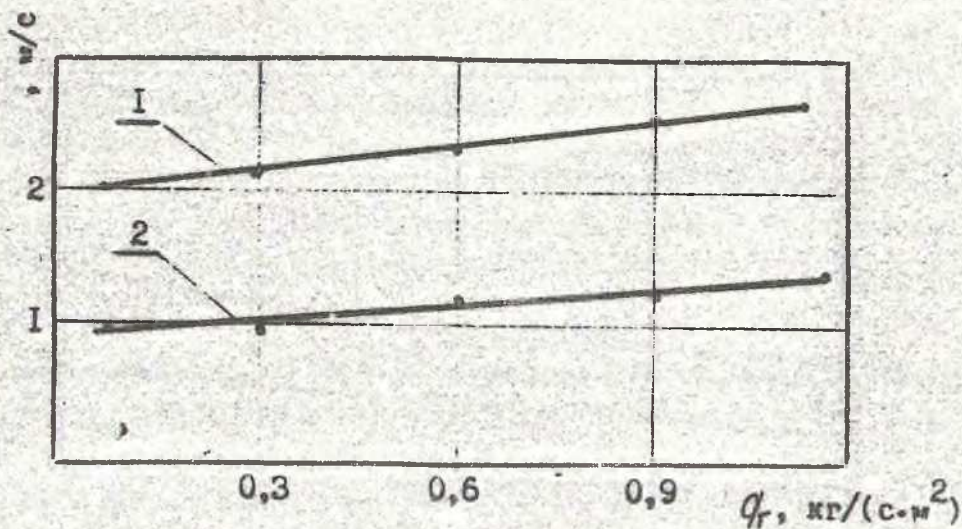


Рис.3. Зависимость минимально допустимой скорости газа от диаметра аппарата. 1 - D= 145 мм; 2 - 240 мм

на рис. 2 - зависимость брызгоуноса от величины зазора, образованного переливной трубкой и плоскостью диспергирующего диска.

При анализе рис. 1 можно отметить, что приближение места подвода орошающей жидкости к оси аппарата приводит к снижению величины относительного брызгоуноса. Данное явление можно объяснить тем, что подача переливаемой жидкости на поверхность вращающегося распылителя в непосредственной близости от оси вращения способствует приобретению ею окружной скорости, близкой к скорости вращения диска, и как следствие - возрастанию радиальной составляющей скорости движения капель и более эффективной их сепарации.

С увеличением расстояния между нижним срезом переливной трубки и поверхностью диспергирующего диска брызгоунос возрастает. Визуальные наблюдения позволили установить в данном случае увеличение количества капель и брызг, а также высоты их подброса над поверхностью распылителя. В результате этого часть образующихся капель не получают дополнительного импульса от вращения диска и диспергирующих лопаток, а подхватывается осевым потоком газа и уносится на вышележащую контактную ступень.

На рис.3. представлены зависимости минимально допустимой скорости газа для различных диаметров аппаратов, согласно которым увеличение диаметра аппарата приводит к значительному снижению величины минимально допустимой скорости газа. Это может быть объяснено тем, что происходит увеличение площади поверхности лопаток вентиляторного колеса и сил динамического давления газа, вследствие чего растет кру-



тящая сила и плечо ее действия. Вместе с тем, силы трения в подшипниках изменяются незначительно. Указанные факторы приводят к значительному возрастанию крутящего момента на валу ротора и снижению нижнего предела скорости газа.

Таким образом, на основании анализа результатов проведенных исследований можно дать следующие рекомендации по проектированию бесприводного роторного дисперсионно-пленочного массообменного аппарата :

1) капельный брызгоунос можно уменьшить путем приближения переливных трубок к оси вращения ротора;

2) для снижения межступенчатого брызгоуноса жидкой фазы необходимо принимать минимально возможный зазор между переливными трубками и плоскостью диспергирующего диска;

3) увеличение диаметра бесприводных роторных аппаратов расширяет диапазон устойчивой работы .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Боровик А.А., Ершов А.И. Исследование рабочих характеристик роторного дисперсионно-пленочного массообменного аппарата // Труды БГТУ . Сер. III - Мн., 1994. - Вып.2 , С. 83-88.
2. А.с. 1369742 СССР Контактное устройство для тепломассообменных аппаратов / А.А. Агаев и др. // Бюл.изобр. - 1983. - N13.

УДК 547.42+547.461.46

А.М.Звонок, профессор;  
М.А.Кушнер, науч.сотр.;  
Н.В.Шевлик, вед.инж.МПО  
"Химволокно"

#### РАЗРАБОТКА КЛЕЕВОЙ КОМПОЗИЦИИ НА ОСНОВЕ НИЗКОПЛАВКИХ ПОЛИЭФИРОВ

Physico-chemical properties of some polyetheric glue-smelts were investigated.

Среди клеев-расплавов, которые нашли широкое применение в обувной промышленности, наиболее известны полиэфирные клеи фирмы Хюльс, в частности клеи серии Диполь [1]. Несмотря на наличие сырья и высокий спрос на рынке промышленности республики подобных клеев не производит.

С целью разработки способов получения отечественных аналогов клеев-расплавов, не уступающих известным импортным образцам, в дан-