
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ И ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ РЫБОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ОТРАСЛИ

УДК 65.9(2)-96+65.35

С.Б. Бурханов, Л.В. Кучеренко

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ХОЗЯЙСТВЕННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬЮ РЫБОПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА ОАО «ТУРНИФ»

Приведен анализ производственно-хозяйственной деятельности рыбопромыслового флота ОАО «ТУРНИФ» за 2008–2012 гг. Рассмотрены количественные и качественные показатели работы компании. Разработаны рекомендации по повышению эффективности управления производственной деятельностью компании с использованием выявленных резервов.

Ключевые слова: *рыбопромысловый флот, управление, количественные и качественные показатели, эффективность.*

S.B. Burkhanov, L.V. Kucherenko

WAYS TO STREAMLINE MANAGEMENT OF PRODUCTION AND ECONOMIC ACTIVITY OF FISHING FLEET JSC «TURNIF»

The paper analysis the industrial and economic activity of fishing fleet JSC «TURNIF» for 2008–2012 years. The authors examined quantitative and qualitative indices of company operation. The authors have developed recommendations to improve the management of the company's operations with the use of revealed reserves.

Key words: *fishing fleet, management, quantitative and qualitative indices, efficiency.*

Введение

Трудно переоценить значение рыбодобывающего сектора экономики для Приморского края. Однако проводимая в течение последних десятилетий инвестиционная политика не обеспечивает восстановления производственных фондов, а также строительства современных высокотехнологичных судов. В итоге существующие мощности позволяют осваивать только часть из выделяемых квот на вылов биоресурсов, что существенно ограничивает деловую активность и эффективность деятельности предприятий [1].

Положительным сдвигом в работе отрасли можно считать наделение рыбодобывающих предприятий квотами на вылов рыбной продукции на долгосрочный период. Главными финансовыми проблемами остались: ограниченность оборотных средств, низкая стоимость основных фондов, низкая оборачиваемость капитала, увеличение затрат на промысел и как следствие снижение рентабельности рыбодобывающего флота [2].

Авторы [3] выделили один из основных принципов ресурсосберегающей концепции промысла – промысел оптимальным количеством судов в наиболее благоприятные периоды с высокой производительностью лова. Для увеличения эффективности деятельности морского транспорта необходимо анализировать условия устойчивого морского хозяйствования [4].

Анализ хозяйственной деятельности является научной базой принятия управленческих решений в бизнесе. Для их обоснования необходимо выявлять и прогнозировать существующие и потенциальные проблемы, производственные и финансовые риски, определять воздействие принимаемых решений на уровень рисков и доходов субъектов хозяйствования.

Целью настоящего исследования является проведение анализа производственно-хозяйственной деятельности рыбодобывающего флота ОАО «ТУРНИФ», а также разработка рекомендаций по использованию выявленных резервов для повышения эффективности управления работой флота.

Объект и методы исследования

Объектом исследования выбрана производственная деятельность рыбодобывающего флота ОАО «ТУРНИФ» в 2008–2012 гг. Были рассмотрены эксплуатационные, производственные и экономические показатели.

В работе применялись общенаучные методы познания, такие, как систематизация, группировка, обобщение, описание, системный и сравнительный анализ, методы статистического и экономического анализа.

Результаты и их обсуждение

В табл. 1 и 2 представлены основные эксплуатационные показатели работы флота.

Таблица 1

Основные эксплуатационные показатели работы флота

Table 1

The basic operational indices of fleet operation

Показатели бюджета времени, судосутки	Годы				
	2008	2009	2010	2011	2012
Календарный период	1830	1825	1493	1460	1464
Внеэксплуатационный период	273	277	195	230	283
Эксплуатационный период	1557	1548	1298	1230	1181
Стоянка в порту	262	262,5	296	170	271
Переходы	122,6	97,2	64	127	99
Промысел	1172,4	1188,3	938	933	811
Непроизводительные простои	228	334,0	262	233	249

Таблица 2

Качественные показатели работы флота

Table 2

Qualitative indices of fleet operation

Показатели	Годы				
	2008	2009	2010	2011	2012
Коэффициент внеэксплуатационного периода	0,15	0,15	0,13	0,16	0,19
Коэффициент эксплуатационного периода	0,85	0,85	0,87	0,84	0,81
Коэффициент стояночного времени	0,17	0,17	0,23	0,14	0,23
Коэффициент ходового времени	0,08	0,06	0,05	0,10	0,08
Коэффициент промыслового времени	0,75	0,77	0,72	0,76	0,69
Доля непроизводительных простоев в общем эксплуатационном периоде	0,15	0,22	0,20	0,19	0,21

На рис. 1, 2 и 3 представлены данные об изменении составляющих календарного периода в целом по флоту за 2008–2012 гг.

На рис. 4 представлена доля непроизводительных простоев в общем эксплуатационном периоде. Следует отметить, что непроизводительные простои выросли с 2009 г.

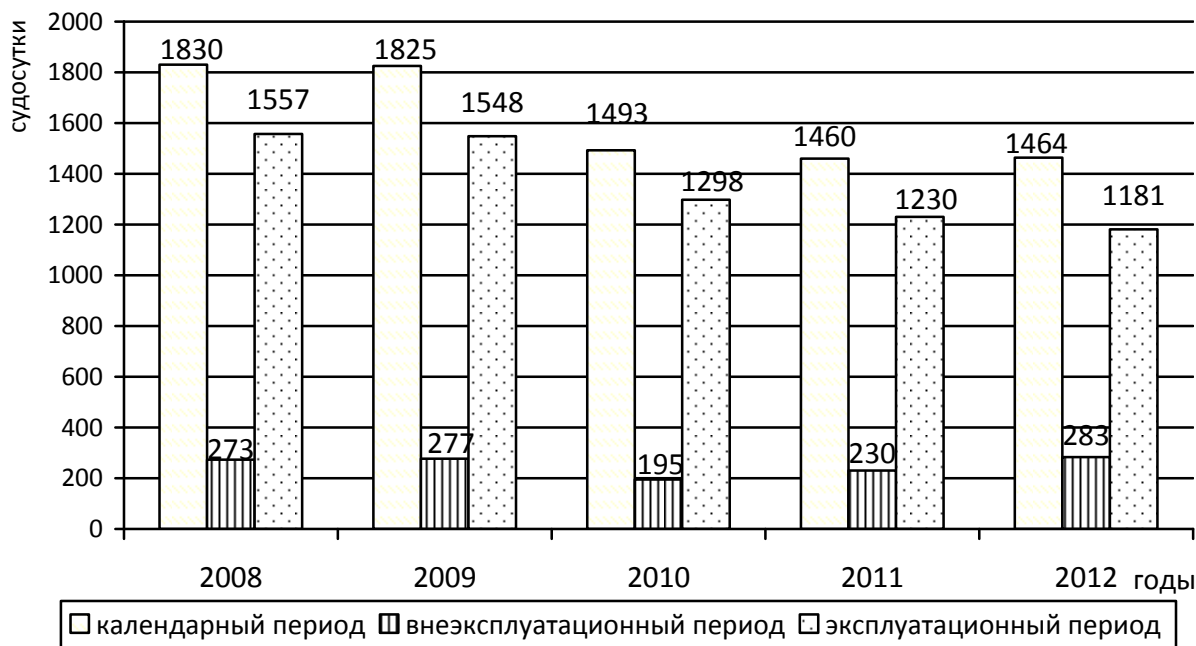


Рис. 1. Изменение составляющих календарного периода
Fig. 1. Change of the calendar period

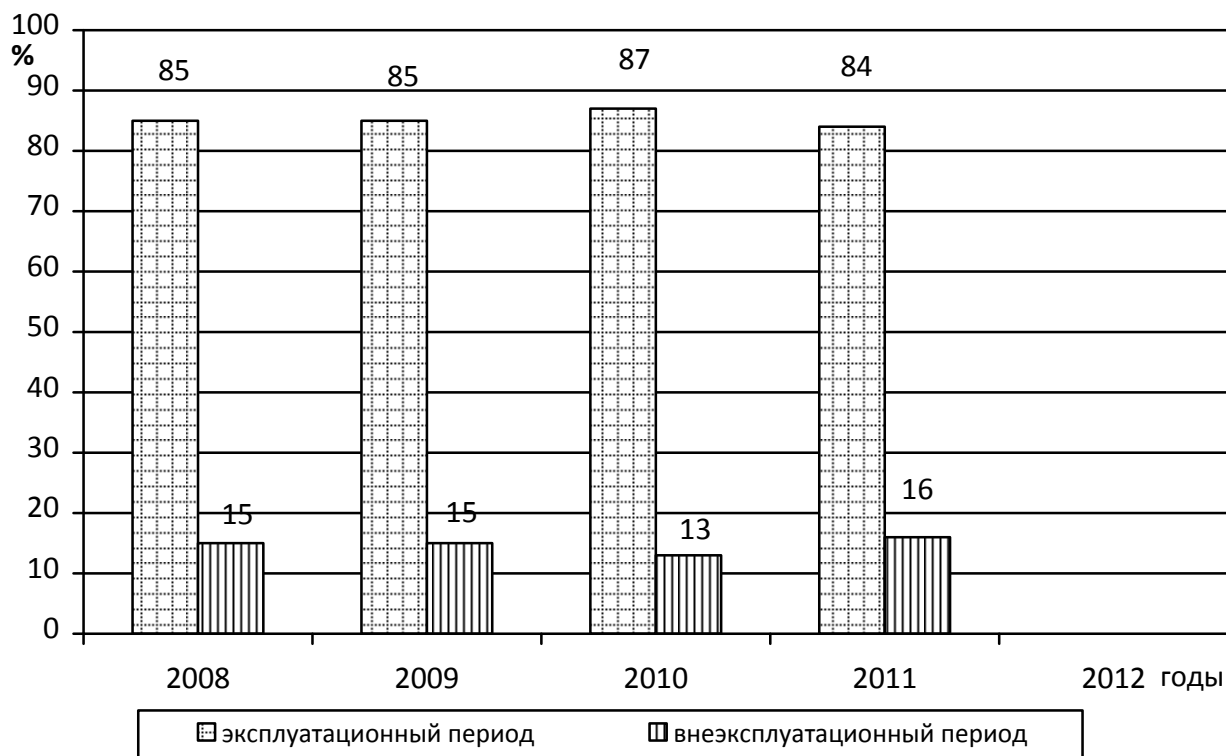


Рис. 2. Структура календарного периода работы флота
Fig. 2. Structure of the calendar period of fleet operation

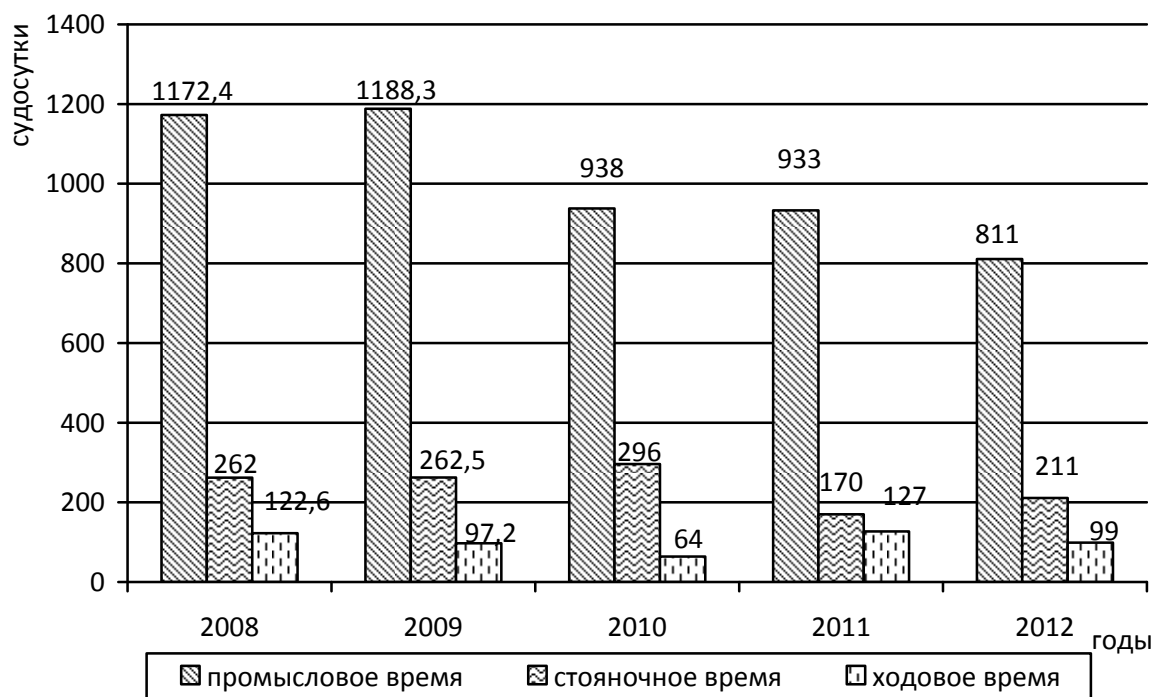


Рис. 3. Изменение составляющих эксплуатационного периода работы флота
 Fig. 3. Change of components of the maintenance period of fleet operation

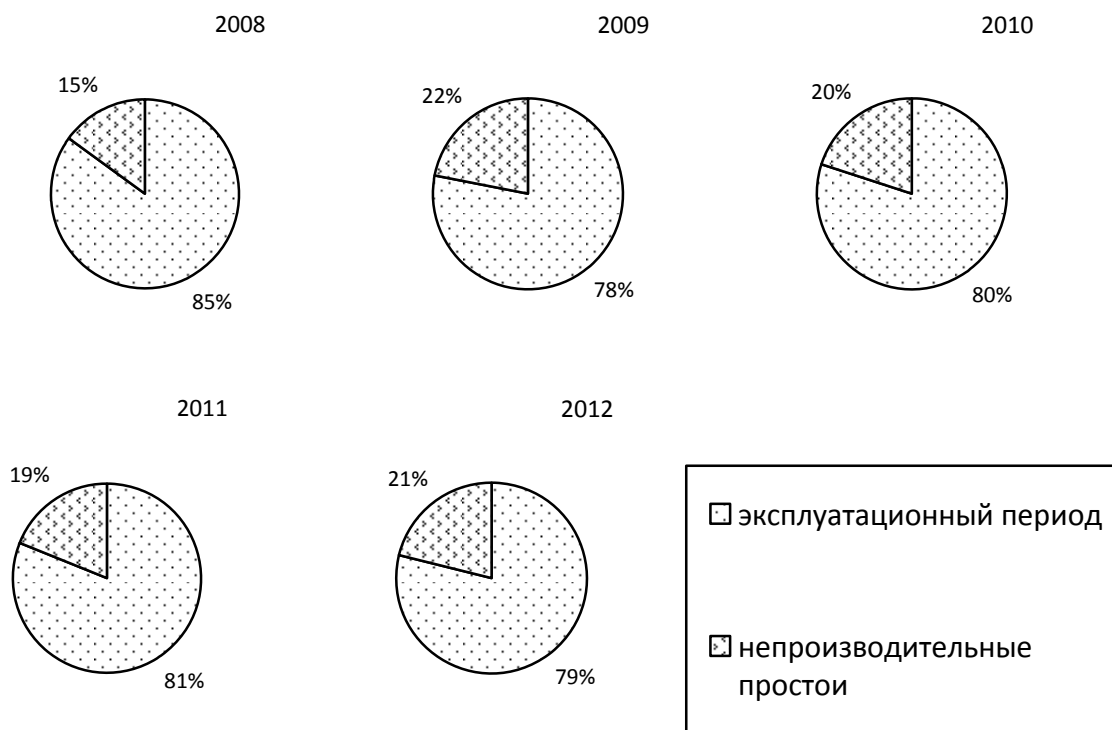


Рис. 4. Доля непроизводительных простоев в эксплуатационном периоде
 Fig. 4. Proportion of unproductive down time in the maintenance period

В табл. 3 представлены показатели списочного состава флота ОАО «ТУРНИФ» за 2008–2012 гг.

Таблица 3

Списочный состав рыбопромыслового флота

Table 3

The payroll of fishing fleet

Тип судна	Наличие на начало года	Продано	Куплено	Наличие на конец года
2008 г.				
РКТС	1	-	-	1
БАТМ	2	-	-	2
РТМС	2	-	-	2
Всего	5		-	5
2009 г.				
РКТС	1	-	-	1
БАТМ	2	-	-	2
РТМС	2	-	-	2
Всего	5	-	-	5
2010 г.				
РКТС	1	-	-	1
БАТМ	2	-	-	2
РТМС	2	2	1	1
Всего	5	2	1	4
2011 г.				
РКТС	1	-	-	1
БАТМ	2	-	-	2
РТМС	1	-	-	1
Всего	4	-	-	4
2012 г.				
РКТС	1	-	-	1
БАТМ	2	-	-	2
РТМС	1	-	-	1
Всего	4	-	-	4

Примечание.

РКТС – Рыболовный крилевый траулер (супертраулер).

БАТМ – Большой автономный траулер морозильный.

РТМС – Рыболовный траулер морозильный (супертраулер).

Из данных табл. 3 видно, что на балансе компании в 2008 г. находились всего 5 судов. В 2009 г. состав флота не менялся. Однако в середине 2010 г. были проданы РТМС «Простор» и «Гиссар» и приобретен РТМС «Александр». Таким образом, в 2012 г. в компании эксплуатировалось всего 4 добывающих судна. Все суда относятся к судам с законченным производственным циклом. В табл. 4 представлены показатели изменения списочного состава флота предприятия.

Из табл. 4 видно, что среднесписочное число судов в эксплуатации за четыре года снизилось. В 2012 г. среднесписочное количество судов в эксплуатации составило 3,2, а на промысле – 2,2, т.е. можно говорить о том, что материальная база флота ухудшилась.

В табл. 5 представлены данные о добыче по объектам и районам промысла судами ОАО «ТУРНИФ» за 2008–2012 гг.

Таблица 4

Показатели изменения списочного состава флота

Table 4

Change of list structure fleet

Показатели	Годы				
	2008	2009	2010	2011	2012
Списочный состав флота	5	5	4	4	4
Среднесписочное число судов в эксплуатации	4,3	4,2	3,6	3,4	3,2
Среднесписочное число судов на промысле	3,2	3,3	2,6	2,6	2,2

Таблица 5

Вылов морепродуктов по объектам и районам промысла, т

Table 5

The seafood catch by volume and fishing areas, t

Объект и район промысла	Годы				
	2008	2009	2010	2011	2012
Минтай	57625,5	62999,4	69824,2	56228,2	53636,0
Охотское море	29264,2	38745,9	46881,3	40816	36298,0
Западно-Беринговоморская подзона	27165,8	18390,5	13317,3	3829	4996,0
Курильские острова	1145,2	4655,4	7809,9	10107	10938,0
Петропавловск-Камчатская подзона	-	896,2	1224,3	122,0	1096,0
Карагинская подзона	923,0	311,4	591,4	254,2	368,0
Кальмар	44,5	0	0	-	-
Лемонема	1834,7	1716,4	0	-	-
Южные Курилы	367,8	900,9	0	-	-
Зона Японии	1466,9	815,5	0	-	-
Сельдь	3142,1	4895,3	7733,4	9209	11284,0
Западно-Беринговоморская подзона	0	0	2431	129,2	1361,0
Карагинская подзона	-	-	1032,6	892,8	693,0
Северо-Охотская подзона	3142,1	4232,8	5524,0	8187,0	9026,0
Западно-Камчатская подзона	0	662,5	933,7	-	-
Прилов (БМЭ)	73,6	360,8	121,6	99,3	204,0
Приморье: разнорыбица, краб камчатский	0	0	-	-	-
	-	-	-	-	-
Всего	62720,4	69971,9	77679,2	65536,5	64920,0

В табл. 6 представлены данные о структуре видового состава добычи.

На рис. 5 представлены данные о выполнении плана по выпуску продукции.

В табл. 7 представлены качественные производственные показатели работы флота ОАО «ТУРНИФ». Из табл. 7 видно, что качественные показатели работы флота в основном выросли.

В табл. 8 представлены основные экономические показатели работы флота ОАО «ТУРНИФ» за 2008–2012 гг. Из данных табл. 8 видно, что доходы компании выросли со 1415632,0 тыс. руб. в 2008 г. до 1765399,0 тыс. руб. в 2009 г. и до 1998828,0 тыс. руб. в 2010 г. Также росли и расходы, но они росли не такими быстрыми темпами, как доходы. А в 2009 г. они были даже ниже, чем в 2008 г.

Таблица 6

Структура видового состава морепродуктов, т

Table 6

Structure of the species composition of seafood, t

Объект промысла	Годы				
	2008	2009	2010	2011	2012
Минтай	57625,5	62999,4	69824,2	56228,2	53636,0
Кальмар	44,5	-	-	-	-
Лемонема	1834,7	1716,4	-	-	-
Сельдь	3142,1	4895,3	7733,4	9209,0	11284,0
Прилов (прочие)	73,6	360,8	121,6	99,3	-
Всего	62720,4	69971,9	77679,2	65536,5	64920,0

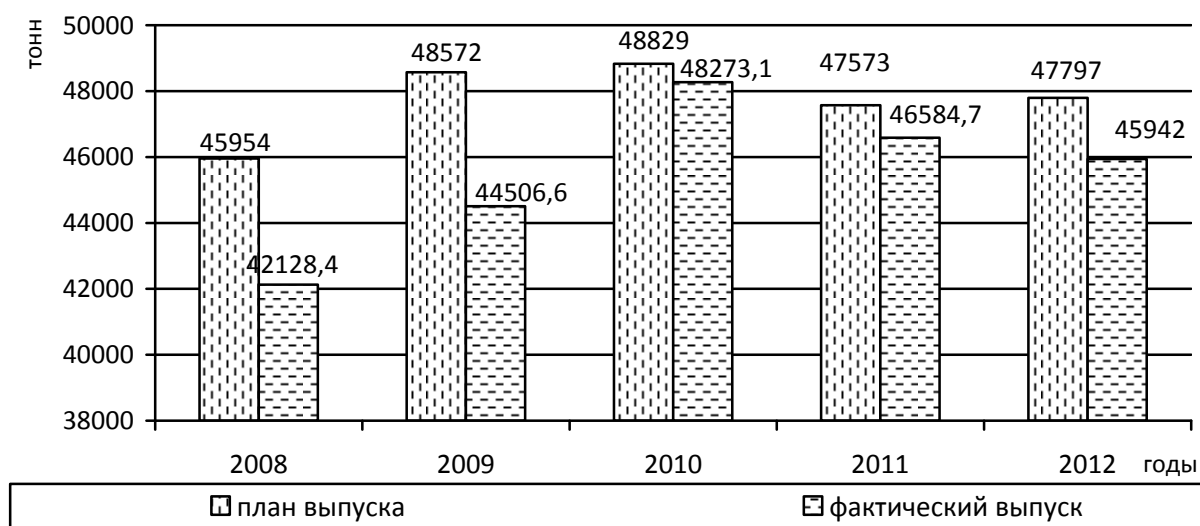


Рис. 5. Выполнение плана по выпуску продукции
 Fig. 5. Implementation of the plan the production output

Таблица 7

Качественные показатели работы флота

Table 7

Qualities indices of fleet operation

Показатели	Годы				
	2008	2009	2010	2011	2012
Вылов на сутки промысла, т/сут	53,5	58,9	82,8	70,2	80,0
Выпуск на сутки промысла, т/сут	35,9	37,5	51,5	49,9	56,6
Вылов на 1 списочное судно, т/судно	12544,1	13994,4	19420,0	16384,1	16230,0
Выпуск продукции на 1 списочное судно, т/судно	8425,7	89013,2	12068,3	11646,2	11986,0
Доля разделанной продукции и филе в общем выпуске	0,80	0,78	0,70	0,67	0,63

Таблица 8

Основные экономические показатели работы флота

Table 8

The main economic indices of fleet operation

Показатели	Годы				
	2008	2009	2010	2011	2012
Доходы, тыс. руб.	1415632,0	1765399,0	1998828,0	2012546,0	2021361,0
Расходы, тыс. руб.	1053328,0	972698,0	1247506,0	1362823,0	1448369,0
Финансовый результат, тыс. руб.	362304,0	792701,0	751322,0	649723,0	575992,0
Себестоимость 1 т выпущенной продукции, руб./т	25003,0	21855,0	25843,0	29255,0	31526,0
Рентабельность, %	34,4	81,5	60,2	47,7	39,8

Выводы

Среднесписочное число судов на промысле сократилось с 3,2 единиц в 2008 г. до 2,2 единиц в 2012 г., соответственно, календарный период снизился с 1830 судосудок в 2008 г. до 1464 судосудок в 2012 г. Календарный период судов используется судами по-разному. Например, в 2008 г. РТМС «Гиссар» 40 % календарного периода не работал. У остальных судов доля внеэксплуатационного периода составляла от 5 до 15 %. Длительный внеэксплуатационный период можно объяснить возрастом судов.

Выявлены непроизводительные простои как в порту, так и на промысле, причем доля простоев составляла от 15 до 22 % эксплуатационного времени. Соответственно, доля простоев на промысле составляла от 72 до 78,8 % от времени простоев. Основные причины простоев на промысле одни и те же: ожидание перегруза, ожидание топлива, плохая промысловая и метеорологическая обстановка. Следует отметить, что ожидание перегруза и топлива связаны с несвоевременным подходом транспортных судов в район промысла.

Основными районами промысла судов ОАО «ТУРНИФ» являются Охотоморский и Берингоморский, а также район Курильских о-вов. Основными объектами промысла являются минтай и сельдь. Доля остальных объектов незначительна. Общий объем добычи вырос с 62720,4 т в 2008 г. до 77679,2 т в 2010 г., однако в 2012 г. добыча снизилась до 64920,0 т, что можно объяснить уменьшением количества судов.

Суда компании не осваивают выделенные квоты на вылов минтая, особенно это касается района Берингова моря. Этим и объясняется невыполнение плана по выпуску продукции. Квоты на вылов минтая в ОМЭ, как правило, осваиваются полностью и зачастую даже перевыполняются. Аналогичная ситуация наблюдается и по сельди. Планы по выпуску продукции в целом, как правило, не выполнялись.

Для увеличения эффективности управления производственно-хозяйственной деятельности ОАО «ТУРНИФ» можно рекомендовать:

- 1) приобретение новых и модернизацию эксплуатируемых судов;
- 2) улучшение организации управления работой всего рыбопромыслового комплекса с уменьшением непроизводительных простоев судов как в порту, так и на промысле;
- 3) полное освоение выделяемых квот на вылов морепродуктов во всех районах промысла.

Список литературы

- 1 Дубовик Е.О. Вопросы обоснования инвестирования технического перевооружения рыбодобывающего флота Приморского края // Изв. ТИНРО. – 2009. – № 182. – С. 238–241.
- 2 Дьячкова М.А. Пути повышения конкурентоспособности рыбопромышленного комплекса // Вестн. МГТУ. – 2011. – Т. 14, № 1. – С. 106–109.
3. Фомин С.Ю. Оптимизация управления рыбодобывающим флотом // УЭКС, Инструментальные методы экономики. – 2008. – № 3.
4. Винников В.В. Экономика морского транспорта. Экономика морских перевозок. – Одесса: Феникс, 2011. – 944 с.

Сведения об авторах: Бурханов Сергей Борисович, кандидат экономических наук,
e-mail: burkhanov@list.ru;
Кучеренко Лилия Владимировна, доктор технических наук, профессор,
e-mail: lvk-07@mail.ru.

УДК 637 : 664

С.П. Григорьева, Л.К. Юрченко, И.В. ПищулинаДальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б**МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ДВИЖЕНИЯ ПЛОСКОГО И БАРАБАННОГО СИТА
С ЧАСТИЦЕЙ КЛАССИФИЦИРУЕМОГО ПРОДУКТА**

Произведено механико-математическое моделирование работы плоского и барабанного сита с частицей классифицируемого продукта по единой методике, т.е. с помощью уравнений Лагранжа II рода для механических систем с двумя степенями свободы. Полученные решения уравнений позволяют определить линейные и угловые ускорения тел и точек механической системы.

Ключевые слова: барабанное сито, плоское сито, механико-математическое моделирование, уравнения Лагранжа, обобщенная координата, обобщенная сила, угловое ускорение.

**S.P. Grigoreva, L.K. Iurchenko, I.V. Pishchulina
THE MECHANICS-MATHEMATICAL MODELLING
OF THE MOVEMENT OF THE FLAT AND THE DRUM SIEVE
WITH THE PARTICLE OF THE CLASSIFIED PRODUCT**

The mechanics-mathematical modeling of operation of a flat and the drum sieve with a particle of the classified product by a uniform technique was done: by means of Lagrange's equations of the II type for mechanical systems with two degrees of freedom. The received solutions of the equations allow to define linear and angular accelerations of bodies and points of mechanical system.

Key words: a drum sieve, a flat sieve, mechanics-mathematical modeling, Lagrange's equations, the generalized coordinate, the generalized force, angular acceleration.

Сита являются основными механизмами, используемыми в различных превращениях сырья в продукты потребления. Они используются в пищевой промышленности для очистки от примесей, сепарирования, сортирования сыпучих пищевых продуктов.

Способ разделения сыпучих материалов на классы или фракции с помощью сит широко применяется не только в пищевой промышленности, но и в других отраслях. Это промышленность строительных материалов, энергетическая, химическая, угольная, парфюмерная, фармацевтическая и т.д.

По принципу действия сита можно разделить на два вида – подвижные плоские и барабанные.

На рис. 1 показано плоское сито с частицей классифицируемого продукта. С точки зрения механики это механическая система «сито – материальная точка М». Плоское сито АВ длиной «b» имеет массу m_1 , подвешено на тягах $AO = BO_1 = \ell$. Будем считать эти тяги невесомыми. Сито наклонено под углом α к горизонту. Частица сырья – материальная точка М – имеет массу m_2 .

На механическую систему действуют задаваемые силы:

$m_1 \vec{g}$ – вес сита;

$m_2 \vec{g}$ – вес материальной частицы;

$\vec{F}_{тр}$ – сила трения частицы;

M_{ep} – вращающий момент двигателя.

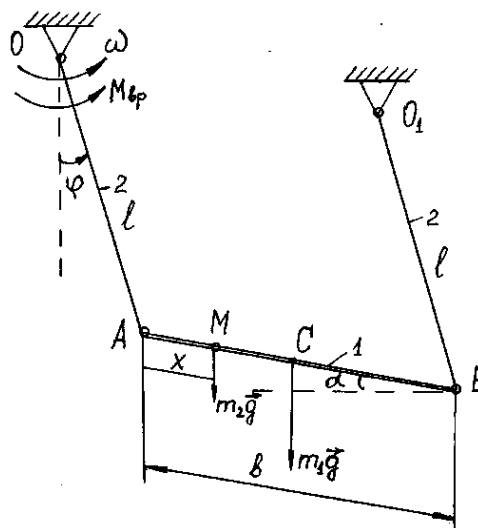
Механическая система имеет две степени свободы, поэтому ее положение определяется двумя обобщенными координатами. За обобщенные координаты примем:

x – смещение точки М вдоль сита из положения А;

φ – угол поворота тяги ОА, отсчитываемый от вертикали.

На рис. 1 показано положение механической системы при положительных обобщенных координатах.

Рис. 1. Механическая система «сито – материальная точка»: 1 – плоское сито АВ; 2 – тяга ОА = О₁В, на которой подвешено сито; точка М – частица классифицируемого продукта
Fig. 1. Mechanical system «a sieve – a material point»: 1 – flat sieve of АВ; 2 – draft of ОА = О₁В on which the sieve is suspended; М point – a particle of the classified product



Уравнения Лагранжа II рода для механической системы «сито – материальная точка М» имеют вид

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \end{cases} \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия механической системы; $V_r = \dot{x}$ – относительная скорость точки М; $\omega = \dot{\varphi}$ – угловая скорость тяги; Q_x и Q_φ – обобщенные силы.

Рассматривая движение точки М как сложное, определим кинетическую энергию системы:

$$T = \frac{m_2}{2} \dot{x}^2 + \left(\frac{m_1}{2} + \frac{m_2}{2} \right) \ell^2 \dot{\varphi}^2 + m_2 \dot{x} \dot{\varphi} \ell \cos(\alpha + \varphi).$$

Обобщенные силы системы:

$$Q_x = m_2 g (\sin \alpha - f \cos \alpha),$$

$$Q_\varphi = M_{ep} - m_2 g (\ell \sin \varphi + x \cos \alpha + f \ell \cos(\alpha + \varphi) \cos \alpha) - m_1 g \left(\ell \sin \varphi + \frac{b}{2} \cos \alpha \right).$$

Общее аналитическое решение системы уравнений (1) имеет вид

$$a_r = \ddot{x} = g(\sin \alpha - f \cos \alpha) + \ell \omega^2 \sin(\alpha + \varphi) - \ell \dot{\omega} \cos(\alpha + \varphi), \quad (2)$$

$$(m_1 + m_2) \dot{\omega}^2 \ell^2 = M_{ep} - m_2 \ell \ddot{x} \cos(\alpha + \varphi) - m_2 g(\ell \sin \varphi + x \cos \alpha + f \ell \cos(\alpha + \varphi) \cos \alpha) - m_1 g(\ell \sin \varphi + \frac{b}{2} \cos \alpha). \quad (3)$$

При $m_2 = 0$, $\sin \varphi \approx \varphi$, $t = 0$, $\varphi_0 = 0$, $\dot{\varphi} = \omega_0$

$$\varphi = \left(\frac{M_{ep}}{m_1 \ell g} - \frac{b \cos \alpha}{2 \ell} \right) (1 - \cos kt) + \frac{\omega_0}{k} \sin kt, \quad (4)$$

$$\omega = \dot{\varphi} = \left(\frac{M_{ep}}{m_1 g} - \frac{b \cos \alpha}{2} \right) \frac{k}{\ell},$$

где $k^2 = \frac{g}{\ell}. \quad (5)$

Уравнение (2) дает нам выражение относительного ускорения точки М при ее движении по сити. Уравнение (4) есть значение угловой скорости вращения тяги вокруг оси О, перпендикулярной плоскости чертежа при отсутствии классифицируемого продукта на сите и когда $\sin \varphi \approx \varphi$. Уравнение (5) дает значение угловой скорости тяги при тех же условиях.

Уравнения (1), (2), (3), (4), (5) являются механико-математической моделью движения плоского сита с классифицируемым продуктом и без него.

На рис. 2 изображено вращающееся барабанное сито цилиндрической формы с частицей классифицируемого продукта. Барабанное сито радиусом R и массой m_1 подвешено на горизонтальной оси О, перпендикулярной плоскости чертежа, частица сырья имеет массу m_2 . Назовем сито с частицей механической системой «сито – материальная точка».

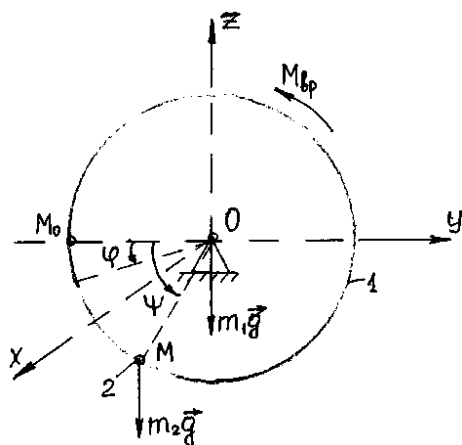


Рис. 2. Механическая система «сито – материальная точка»: 1 – барабанное сито; 2 – точка М – частица классифицируемого продукта
Fig. 2. Mechanical system «a sieve – a material point»: 1 – drum sieve; 2 – M point – a particle of the classified product

Задаваемые силы:

$m_1 \vec{g}$ – вес сита;

$m_2 \vec{g}$ – вес точки М;

M_{ep} – вращающий момент двигателя.

Так как механическая система имеет две степени свободы, то положение ее определяется двумя обобщенными координатами:

φ – угол отклонения барабана от горизонтали OM_0 ;

ψ – угол отклонения точки M от той же горизонтали OM_0 .

Уравнения Лагранжа II рода для данной механической системы запишутся:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_{\psi}, \end{cases} \quad (6)$$

где T – кинетическая энергия системы; $\omega_e = \dot{\varphi}$ – угловая скорость барабана; $\omega_r = \dot{\psi}$ – угловая скорость движения точки M ; Q_{φ}, Q_{ψ} – обобщенные силы.

Движение точки M сложное. Кинетическая энергия системы:

$$T = \frac{R^2}{2} (m_1 \dot{\varphi}^2 + m_2 \dot{\psi}^2 + 2m_2 \dot{\varphi} \dot{\psi} + m_2 \dot{\varphi}^2).$$

Обобщенные силы:

$$\begin{aligned} Q_{\varphi} &= M_{ep} + m_2 g R \cos \psi, \\ Q_{\psi} &= m_2 g R \cos \psi. \end{aligned}$$

Общее аналитическое решение системы уравнений (6) имеет вид

$$\varepsilon_e = \ddot{\varphi} = \frac{M_{ep}}{m_1 R^2} - \text{угловое ускорение сита или угловое ускорение переносного движения}; \quad (7)$$

$$\ddot{\varphi} + \ddot{\psi} = \frac{g}{R} \cos \psi - \text{связь между угловыми ускорениями точки и сита};$$

$$\varepsilon_r = \ddot{\psi} = \frac{g \cos \psi}{R} - \frac{M_{ep}}{m_1 R^2} - \text{угловое ускорение точки или угловое ускорение относительного движения}. \quad (8)$$

Абсолютное угловое ускорение:

$$\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_e = \frac{g}{R} \cos \psi. \quad (9)$$

При изменении угла ψ от 0° до 90° абсолютное ускорение изменяется от $\frac{g}{R}$ до нуля.

При изменении ψ от 90° до 180° угловое ускорение изменяется от 0 до $(-\frac{g}{R})$, т.е. направление его меняется на противоположное. Отсюда следует вывод, что рабочей частью барабана является его первая четверть при условии, что подача классифицируемого материала будет происходить в районе точки M_0 .

Уравнения (6), (7), (8), (9) являются механико-математической моделью движения барабанного сита с классифицируемым продуктом.

Выводы

Механико-математическое моделирование работы плоского и барабанного сита с частицей классифицируемого продукта объединено единой методикой. Оно произведено с помощью уравнений Лагранжа II рода для механической системы с двумя степенями свободы. Отличие состоит в выборе обобщенных координат.

Положение плоского сита с частицей определяется угловой координатой φ и линейной x . В случае барабанного сита используются две угловые координаты φ и ψ .

Представленная расчетная формула (2) может быть использована для определения относительного ускорения продукта при его движении по плоскому ситу. Формула (5) определяет угловую скорость тяги, на которой подвешено плоское сито, при отсутствии продукта на нем. Формулы (7), (8), (9) определяют угловые ускорения сита, точки М и абсолютное угловое ускорение точки М, движущейся по барабанному ситу. При этом формула (9) позволяет сделать важный вывод о том, что рабочей частью барабана является только его первая четверть. Чтобы увеличить рабочую часть барабана, нужно увеличить его длину, что не всегда выгодно.

Список литературы

1. Антипов С.Т., Кретов И.Т., Остриков А.Н. и др. Машины и аппараты пищевых производств: учебник для втузов: в 2 кн. / под ред. акад. В.А. Панфилова. – М.: Высш. шк., 2001. – Кн. 2. – 1383 с.
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учебник для втузов. – 13-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2003. – 416 с.
3. Григорьева С.П., Юрченко Л.К., Пищулина И.В. Уравнения Лагранжа II рода для плоского подвижного сита // Науч. тр. Дальрыбвтуза. – Владивосток, Дальрыбвтуз, 2011. – Т. 23. – С. 191–194.
4. Григорьева С.П. Теоретические исследования работы барабанного сита // Рыб. хоз-во. – 2013. – № 3. – С. 93–95.

Сведения об авторах: Григорьева Светлана Петровна, главный специалист ИЗО,
e-mail: spru_vl@lift.ru;
Юрченко Лилия Константиновна, доцент;
Пищулина Ирина Валентиновна, старший преподаватель, e-mail: stepka_53@mail.ru.

УДК 628.35 – 574.24.044

А.А. Дерябин, Д.Ю. Проскура, А.И. Федорова, С.Д. Угрюмова
Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Рассмотрены конструктивные особенности вибрационных транспортно-технологических машин, которые используются в рыбоперерабатывающей промышленности, выявлены их достоинства и недостатки. Применение вибрационных машин гораздо перспективнее традиционных средств механизации для решения разнообразных транспортных задач. Принципиальной особенностью вибрационных транспортных машин является возможность совмещения процесса перемещения с технологической обработкой транспортируемого груза. Возможность перемещения продуктов с различными физико-механическими свойствами.

Ключевые слова: *транспортировка, рыба, вибрационные методы, транспортно-технологические машины, механические колебания, вибропривод.*

A.A. Deryabin, D.Y. Proskura, A.I. Fedorova, S.D. Ugryumova **DESIGN FEATURES OF VIBRATION TRANSPORTATION AND TECHNOLOGICAL MACHINES**

Constructive peculiarities of the vibration of transport and technological machines which are used in fish processing industry, identified their strengths and weaknesses. The application of vibrating machines are much more promising traditional means of mechanization for various transportation tasks. The principal feature of vibration transport vehicles is the possibility to combine the process of moving with the technological processing of cargo being transported. Move products with different physical – mechanical properties.

Key words: *transportation, fish, vibration methods, transport and technological machines, mechanical vibrations, vibrooccasion.*

Вибрационная техника и технология коренным образом отличаются от традиционных прототипов. Использование вибрационных принципов при создании машин и освоении рабочих процессов уже в настоящее время позволяет получать ощутимые результаты.

Основными достоинствами вибрационных транспортирующих машин являются:

- возможность перемещения штучных и массовых грузов, начиная от мелкодисперсных материалов и кончая глыбами в поперечнике более 1 м;
- незначительное измельчение перемещаемого груза в процессе транспортирования;
- ничтожный износ грузонесущего органа, даже при перемещении таких высокоабразивных продуктов, как корундовый порошок;
- простота конструкции, почти полное отсутствие трущихся и быстроизнашивающихся деталей, легкость обслуживания и ухода;
- невысокая энергоемкость, безопасность в эксплуатации, простота загрузки и разгрузки в любой точке става.

Возможность применения герметичных грузонесущих органов делает их незаменимыми при перемещении ядовитых, радиоактивных, пылящих, газлирующих, горячих и других труднотранспортируемых грузов [1].

Вибрационные машины широко используют для транспортирования насыпных грузов в различных отраслях промышленности. Получают развитие также транспортно-технологические машины, осуществляющие в процессе транспортирования технологическую обработку

перемещаемого груза (сушку, обеспыливание, классификацию, гранулирование, обезвоживание и т.д.). К вибрационным транспортирующим машинам относятся вибрационные конвейеры, вибрационные питатели и питатели-грохоты, а также вибрационные подъемники и вибрационные бункеры-дозаторы.

Большинство современных вибрационных машин работает в режимах вынужденных колебаний. Использование вынужденных колебаний открывает широкие возможности разработки вибрационного привода, реализующего колебания различного амплитудного и фазового спектра. Возможна работа вблизи обычного резонанса (когда частота колебаний равна частоте вынуждающего воздействия), в режиме супергармонического резонанса (когда имеется ярко выраженная супергармоника, частота которой кратна частоте вынуждающего воздействия), в субгармоническом режиме (когда частота колебаний в целое число раз меньше частоты вынуждающего воздействия), в режиме комбинационного резонанса (когда рационально отношение частоты колебаний к частоте вынуждающего воздействия) [2].

Наиболее широкое применение находят вибрационные транспортирующие машины, работающие в режиме прямолинейных гармонических колебаний. Находят применение также установки, работающие в режиме прямолинейных бигармонических колебаний. В ряде конструкций траекторией грузонесущего органа является эллипс. Конфигурация эллипса существенно зависит от угла сдвига фаз между составляющими и может меняться от прямолинейной до круговой. Разработаны вибрационные транспортирующие машины, работающие в режиме полуволновых гармонических прямолинейных и эллиптических колебаний.

В связи с тем, что особенности принципиального устройства вибрационных транспортирующих машин в значительной степени определяются типом используемого в них привода, структурные схемы рассматривают применительно к электромагнитным, пневматическим, центробежным, эксцентриковым и гидравлическим приводам.

Принцип перемещения продуктов в вибрационных подъемниках аналогичен обычному вибрационному транспортированию, так как их грузонесущий орган в развернутом виде представляет собой прямолинейный грузонесущий орган наклонного конвейера, транспортирующего насыпной груз с подъемом. При этом угол подъема соответствует углу подъема навивки винтового грузонесущего органа.

При выборе угла подъема необходимо учитывать, что с его возрастанием падает производительность подъемника, а при уменьшении (при той же высоте подъема) возрастает длина грузонесущего органа, а следовательно, и его масса.

На вибрационных подъемниках устанавливают центробежные, электромагнитные и эксцентриковые вибровозбудители. Широкое применение получил привод, состоящий из двух самосинхронизирующихся дебалансных вибровозбудителей со встроенными электродвигателями, расположенных с двух сторон от вертикальной оси вибрационного подъемника.

С технологической точки зрения вибрационные машины целесообразно эксплуатировать при низких частотах и больших амплитудах колебаний.

Так, основными достоинствами вибрационных конвейеров, обеспечивающими их эффективное применение в промышленности, являются: отсутствие измельчения перемещаемого груза в процессе транспортирования; ничтожный износ грузонесущего органа; простота конструкции; практически полное отсутствие трущихся и быстроизнашивающихся деталей; легкость обслуживания и ухода, невысокая энергоемкость; безопасность эксплуатации; возможность загрузки и разгрузки в любой точке грузонесущего органа, а также возрастание эффективности при транспортировании под уклон [3].

Вибрационный транспорт, кроме того, оказывается целесообразным при перемещении высокоабразивных, горячих, корродирующих и других агрессивных материалов, так как принцип его работы и конструктивное выполнение, с одной стороны, обуславливают низкую интенсивность износа рабочего органа, а, с другой – позволяют принимать в особых случаях спе-

циальные меры, такие, как установка охлаждающих рубашек, применение устойчивых покрытий и пр. Перемещаемые вибрационными конвейерами насыпные грузы по гранулометрическому составу могут быть весьма различными: от мелкодисперсных (с размером зерна в пределах десятка микрон) до весьма крупнокусковых (диаметром более 1 м), а также штучные.

Простота осуществления автоматизации работы, т.е. регулирования режима транспортирования (скорость движения, интенсивность подбрасывания материала и т.д.) осуществляется в соответствии с процессами, например, сушки или охлаждения. На металлургических заводах, химических предприятиях, заводах железобетонных конструкций, кондитерских фабриках, оптовых складах пищевой промышленности вибрационные конвейеры используют в программных системах для дозированной подачи разнообразных компонентов данного производства [4].

Вибрационные конвейеры применяют для транспортирования на небольшое расстояние (не более 200 м). Наиболее целесообразно применять вибрационные конвейеры большинства типов для транспортирования на расстояние до 50 м, так как в этом случае могут быть использованы более простые в конструктивном отношении и более надежные в эксплуатации одноприводные транспортные установки.

Важным фактором является также направление транспортирования. Например, вибрационные конвейеры с винтовым желобом при перемещении грузов вертикально вверх на небольшую высоту (до 12 м на один привод) в ряде случаев успешно конкурируют с элеваторами и другими установками для вертикального транспортирования.

В то же время в тех случаях, когда необходимо изменить направление транспортирования, можно применять только вибрационные конвейеры, допускающие реверсирование (электромагнитные и уравновешенные с эксцентриковым приводом).

В большинстве конвейеров используют привод, создающий прямолинейную вынуждающую силу, меняющуюся по гармоническому закону. Наиболее простыми в конструктивном отношении и надежными в эксплуатации являются одноприводные одномассные конвейеры, снабженные вибровозбудителями со встроенными электродвигателями. Одномассные вибрационные конвейеры работают в резонансном режиме. В этом случае вследствие малой жесткости опорных пружин представляется возможность значительно снизить динамические нагрузки, передаваемые на опорные конструкции.

Широко используют конвейеры с центробежными виброприводами направленного действия. Такие конвейеры состоят из рабочего органа, центробежного вибровозбудителя, рабочей упругой системы и вспомогательных или виброизолирующих пружин. В двухмассных конвейерах вследствие резонансной настройки и динамической уравновешенности колеблющихся частей значительно увеличивается длина грузонесущего органа на один привод. Еще более значительное увеличение длины конвейера может быть обеспечено при установке на него нескольких вибровозбудителей, т.е. в многоприводной машине [5].

Весьма высокие конструктивно-технологические показатели имеют вибрационные конвейеры с реактивными массами. Конвейеры этого типа с центробежными вибровозбудителями выполняют двух модификаций. Принцип действия конвейера первой модификации состоит в следующем. Грузонесущему органу, свободно подвешенному или опертому на мягких винтовых пружинах, с помощью дебалансного вибровозбудителя со встроенными электродвигателями сообщают продольные колебания. При этом соединенным с ним с помощью мягких рессор реактивным массам также сообщаются колебания в горизонтальной плоскости, но направленные в противоположную сторону (со сдвигом фазы 180°). Конструкция устроена так, что рессора соединяется с реактивной массой не непосредственно, а через резинометаллический упругий элемент, допускающий ее относительное перемещение вдоль рессоры. Жесткость резинометаллического упругого элемента подбирают таким образом, чтобы собственная частота системы была близка к частоте вынужденных колебаний. Так как

рессора расположена не перпендикулярно к направлению колебаний грузонесущего органа, а под меньшим углом, возникает составляющая, которая возбуждает колебания реактивной массы вдоль рессоры. В свою очередь, возмущения, создаваемые на рессоре, обуславливают возникновение поперечных колебаний грузонесущего органа. Результирующие колебания грузонесущего органа складываются из его поперечных и продольных колебаний.

Принцип перемещения продуктов в вибрационных подъемниках аналогичен обычному вибрационному транспортированию, так как их грузонесущий орган в развернутом виде представляет собой прямолинейный грузонесущий орган наклонного конвейера, транспортирующего насыпной груз с подъемом. При этом угол подъема соответствует углу подъема навивки винтового грузонесущего органа.

При выборе угла подъема необходимо учитывать, что с его возрастанием падает производительность подъемника, а при уменьшении – при той же высоте подъема возрастает длина грузонесущего органа, а следовательно, и его масса. Если вибрационный подъемник предназначен только для подъема, то угол наклона грузонесущего органа выбирают исходя из условия обеспечения наибольшей скорости подъема груза при наименьшей длине грузонесущего органа. Если вибрационный подъемник используют для технологических целей (классификации, сушки, химической обработки) или при теплообменных процессах, то угол подъема выбирают в зависимости от требуемой продолжительности пребывания продукта на грузонесущем органе.

На вибрационных подъемниках устанавливают центробежные, электромагнитные и эксцентриковые вибровозбудители. Широкое применение получил привод, состоящий из двух самосинхронизирующихся дебалансных вибровозбудителей со встроенными электродвигателями, расположенных с двух сторон от вертикальной оси вибрационного подъемника. Такая установка вибровозбудителей с расположением их осей под углом к вертикали обеспечивает необходимые винтовые колебания грузонесущему органу.

Проанализировав вибрационные транспортирующие машины и их приводы, была поставлена задача создания вибрационного привода с универсальными параметрами. Главная задача при создании виброприводов – добиться одновременного колебания в вертикальной и горизонтальной плоскостях, что при данном развитии техники практически невозможно [6].

Был выполнен и получен патент на полезную модель № 91987 от 21 октября 2009 г. «Устройство вибрационного перемещения гидробионтов». Решение поставленной задачи достигается путем подбора частоты и амплитуды вибрации в одной или двух плоскостях, а также регулирования угла наклона вибрационного устройства для эффективной подачи сырья. Вибрационное устройство создает вибрационные колебания в горизонтальной или вертикальной плоскостях или одновременно в обоих. Колебания производятся одним электродвигателем. Конструкция данного загрузочного устройства является простой в изготовлении и эксплуатации. Широкий диапазон регулирования скорости подачи (транспортирования) сырья дает возможность использовать устройство в различных по производительности линиях. На основе патента был разработан и установлен экспериментальный стенд.

Продолжением данной работы стал патент на полезную модель № 2012131982/11 (050502) от 25 июля 2012 г. «Устройство вибрационного перемещения гидробионтов». Данная модель хорошо работает при относительно невысоких частотах вибрации. Но при увеличении частоты колебаний рабочая поверхность из-за энергии инерции не успевает возвращаться в первоначальное положение (например, при горизонтальном движении) и уже начинаются вертикальные колебания, что приводит находящееся на рабочей поверхности вибростолы сырье двигаться на одном месте – возникает эффект качелей. Чтобы избежать этого эффекта, было предложено установить на базовой модели демпфирующие устройства и направляющие по горизонтальной оси.

Произведена реконструкция виброподогревающего транспортирующего устройства для вязких сред. Эта задача решается тем, что устройство для транспортирования вязких сред по

трубопроводам состоит из цилиндрического корпуса, на концах которого находятся фланцевые крепления для встраивания устройства в действующий трубопровод. Внутри корпуса находится подвижная полая цилиндрическая втулка с лопатками, закрепленными с помощью шарниров по спиральной линии на внутренней поверхности втулки. Подвижная втулка по торцам подпружинена пружинами, которые упираются в упоры. Снаружи корпуса находится электронагревающий элемент – тен, изолированный от внешней среды теплоизоляционным слоем. Намотанный, как спираль электроплитки, по внешнему контуру устройства с внешней теплоизоляцией для предотвращения теплопотерь. Он может быть один с регулируемой мощностью, или два-три, включаемых вместе (по необходимости). По торцам электроподогревающего элемента находятся электромагниты торроидной формы, управляемые через реле.

Получено положительное решение о выдаче патента на полезную модель «Устройство для транспортирования вязких масс по трубопроводам» (з. № 2014124482/06 (039800), Рг. 16.06.2014 г.).

Преимущества предлагаемого устройства: устройство рассчитано для транспортирования не только жидких, но и вязких сред, разной плотности и вязкости, включая пищевые массы, без изменения их химических свойств; конструкция устройства позволяет интенсифицировать процесс транспортирования путем понижения вязкости продукта без изменения его структуры, за счет одновременного продвижения, подогрева и перемешивания транспортируемой вязкой массы.

Список литературы

1. Гончаревич, И.Ф. Вибрационная техника в рыбной промышленности / И.Ф. Гончаревич, К.Д. Декин, С.А. Асейнов, К.Д. Декин, С.А. Асейнов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 213 с.
2. Мельников, К.Ю. Влияние колебательных систем на скорость перемещения рыбы / К.Ю. Мельников, А.А. Дерябин, С.Д. Угрюмова // III МНПК «Пищевая промышленность и агропромышленный комплекс: достижения, проблемы, перспективы». – Пенза: НМЦ, 2009. – С. 69–74.
3. Wu Y. Vibration of Hydraulic Machinery / Y. Wu, S. Liu, H-S. Dou. – London: Springer Science+Business Media Dordrecht, 2013. – 500 p.
4. Дерябин, А.А. Исследование влияния вибрационных параметров на действительную скорость транспортирования рыб / А.А. Дерябин, С.Д. Угрюмова, К.Ю. Мельников // Науч. тр. Дальрыбвтуза. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2008. – Т. 20. – С. 32–38.
5. Проскура, Д.Ю. Особенности теплового и вибрационного воздействия при обработке вязких сред / Д.Ю. Проскура, А.А. Дерябин, С.Д. Угрюмова // Инновационные и современные технологии пищевых производств: материалы МНТК. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2013. – С. 78–81.
6. Дерябин, А.А. Особенности перемещения вязких сред с использованием виброподогревателей / А.А. Дерябин, Д.Ю. Проскура, С.Д. Угрюмова // Фундаментальные и прикладные вопросы естествознания: материалы 56-й Всерос. науч. конф. – Владивосток: ТОВМИ им. С.О. Макарова, ВУНЦ «ВМА», 2013. – Т. 3. – С. 43–47.

Сведения об авторах: Дерябин Андрей Анатольевич, старший преподаватель, e-mail: geolog@mail.ru;

Проскура Дмитрий Юрьевич, старший преподаватель, e-mail: dim.proskura@mail.ru;

Федорова Александра Игоревна, аспирант, e-mail: aleksa13@list.ru;

Угрюмова Светлана Дмитриевна, доктор технических наук, профессор, e-mail: aleksa13@list.ru.

УДК 502 : 628.305

В.В. Кирюха

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ОПТИМИЗАЦИЯ ВЫБОРА ХЛАДАГЕНТА ДЛЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ С УЧЕТОМ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ

Рассмотрены вопросы экономической и экологической целесообразности применения хладагентов разных типов при проектировании или выборе систем кондиционирования для бытовых и производственных помещений.

Ключевые слова: хладагент, фреон, кондиционер, экология.

V.V. Kiryuha

OPTIMIZING THE CHOICE OF REFRIGERANT FOR AIR CONDITIONING FROM THE ENVIRONMENT IN MIND

The questions of ecologically and economically worthwhile use different types of refrigerant in design or selection of conditioning systems for domestic and industrial premises.

Key words: refrigerant, climate, ecology.

В настоящее время все более широкое применение находят системы кондиционирования воздуха. Такие системы широко применяются как в бытовых и служебных помещениях (оконные и сплитовые кондиционеры), так и в производственных цехах.

За последнее десятилетие применение систем кондиционирования в количественном выражении выросло в десятки раз. Если в 80-х гг. прошлого века на 1000 человек приходилось 3 кондиционера, в 2005 г. – около 100, то в течение ближайших 10 лет прогнозируется увеличение еще в 2–3 раза. К примеру, средневропейское насыщение системами кондиционирования воздуха составляет около 300 единиц на 1000 человек населения. Примерно такое же положение сложилось и среди офисных и служебных помещений. В производственных цехах применение систем кондиционеров в большей степени определяется характером производства. Если в первоначальный период роста числа систем кондиционирования выбор систем в основном определялся имеющимися на рынке, то в настоящее время возможен выбор, требующий более серьезного подхода как с экономической, так и с экологической точки зрения.

Современные системы кондиционирования в качестве хладагентов могут использовать фреон различных типов, антифриз, воду и т.д. Наиболее часто используют фреон в устройствах кондиционирования и воду в системах с использованием чиллеров-фанкойлов. Сплит-система состоит из внутреннего и наружного блоков, соединенных между собой медными теплоизолированными трубками, обеспечивающими циркуляцию хладагента. Внутренний блок имеет поверхностный воздухоохладитель, наружный блок – компрессорно-конденсаторный агрегат с тепловым насосом, подающим к внутреннему блоку хладагент.

Система чиллер-фанкойл состоит из основного чиллера и нескольких фанкойлов. Чиллер – холодильная машина, которая охлаждает (или при необходимости подогревает) хладагент и подает его по системе трубопроводов в фанкойлы. Фанкойлы – это теплообменники с вентиляторами, в которых происходит теплообмен между теплоносителем и воздухом помещения.

При проектировании систем кондиционирования выбор между той или иной системой определяется технико-экономическими параметрами. Экологические вопросы при выборе системы, как правило, во внимание не принимаются.

С нашей точки зрения, целесообразно (особенно для помещений, где предполагается многолетнее использование систем кондиционирования) перед проектированием проводить экономический и экологический анализ вопроса.

Россия подписала Киотский протокол, а он является регламентирующим документом по вопросам, связанным с использованием озоноразрушающих фреонов, и вопросам, связанным с глобальным потеплением.

В фреоновых системах в настоящее время в России используется фреон R22, имеющий в составе своей молекулы атома хлора.

Обычно этот тип фреонов обозначают HCFC, где первая буква «С» указывает на хлор. Этот атом, по утверждению некоторых экспертов, является причиной разрушения озонового слоя. И хотя данное утверждение было весьма спорным и вызвало массу возражений со стороны специалистов, паника среди производителей кондиционеров, подогреваемая производителями фреонов, привела к полной победе озонобезопасных хладагентов.

Таковыми хладагентами являются фреоны типа R407C и R410A (F-газы). F-газы – это три вида соединений, которые содержат фтор. К ним относятся и новые HFC-фреоны. Ожидается, что в ближайшее время Европейский союз примет четыре основных закона, касающихся применения таких фреонов.

В отличие от традиционных хладагентов R407C и R410A являются смесями различных фреонов, а потому менее удобны в эксплуатации. Так, в составе R407C, созданного в качестве альтернативы R22, входят три фреона: R32 (23 %), R125 (25 %) и R134a (52 %). Каждый из них отвечает за обеспечение определенных свойств: первый – способствует увеличению производительности, второй – исключает возгорание, третий – определяет рабочее давление в контуре хладагента.

Эта смесь не является изотропной, а потому при любых утечках хладагента его фракции улетучиваются неравномерно, и оптимальный состав меняется. Таким образом, при разгерметизации холодильного контура кондиционер нельзя просто дозаправить: остатки хладагента необходимо слить и заменить новым. Именно это стало основным препятствием для распространения R407C. Потери хладагента при перезаправке могут иметь значительный экологический вес.

К тому же его «экологичность» на практике может привести к дополнительной нагрузке на окружающую среду. Эвакуированный из кондиционеров фреон необходимо утилизировать, а в России или странах Азии с этим могут возникнуть проблемы. И хотя для озонового слоя R407C не опасен, он является одним из наиболее сильных «парниковых газов».

Хладагент марки R410A, состоящий из R32 (50 %) и R125 (50 %), является условно изотропным. То есть при утечке смесь практически не меняет своего состава, а потому кондиционер может быть просто дозаправлен. Однако и R410A не лишен некоторых недостатков. В отличие от R22, который хорошо растворим в обыкновенном минеральном масле, новые хладагенты предполагают использование синтетического полиэфирного масла.

Полиэфирное масло обладает одним очень существенным недостатком – оно моментально поглощает влагу, теряя при этом свои свойства. Причем при хранении, транспортировке и заправке необходимо исключить не только попадание капельной влаги, но и контакта с влажным воздухом, из которого масло активно впитывает воду. К тому же оно не растворяет любые нефтепродукты и органические соединения, которые становятся потенциальными загрязняющими веществами. Все это несущественно меняет процесс монтажа, но требует особого внимания к некоторым технологическим операциям. В частности, для вакуумирования нужен двухступенчатый насос, способный обеспечить разряжение до 42 атм, и

соответствующий манометр. При пайке трубопроводы должны быть заполнены инертным или химически неактивным газом с низким содержанием влаги, например, азотом, а дозаправка хладагента может производиться исключительно в жидкой базе.

Климатическое оборудование на R410A при той же производительности получается намного дороже. Причина в более высоком рабочем давлении. Так, при температуре конденсации + 43 °C у R22 оно составляет около 16 атм, а у R410A – порядка 26 атм. По этой причине все узлы и детали холодильного контура, заправленного R410A, включая компрессор, должны быть более прочными. Это несущественно увеличивает расход меди, но все же удорожает систему.

Озонобезопасные хладагенты стоят дороже традиционных. Так, грамм R410A стоит в 7 раз больше, чем R22.

Немного дешевле R407C, на который активно переводится полупромышленная гамма оборудования. Здесь будет 6-кратная разница, а с учетом того, что при любой утечке его надо сливать, реальные расходы на фреон еще более вырастут. Следует учесть и тот факт, что с ростом рабочего давления количество утечек неизбежно увеличится, поскольку прочность паяных соединений остается прежней. Кроме того, часть монтажных и ремонтных организаций не имеет соответствующего оборудования.

Именно по этим причинам региональные компании не торопятся переходить на озонобезопасный хладагент. При возможности выбирать между R410A и R22 региональные компании в 90 % случаев будут работать с кондиционерами на более привычном и более дешевом фреоне. Хотя бы потому, что не подготовились к переходу на R410A ни морально, ни технически. Однако рано или поздно это придется сделать. Причин для этого сразу несколько.

Во-первых, практически все новые модели ведущих мировых производителей разрабатываются только на озонобезопасных фреонах, так как R410A – самый прогрессивный хладагент на сегодняшний день (COP достигает более 4). Это значит, что через 2-3 года между техникой на HFC и R22 неизбежно возникнет ощутимый технологический разрыв, а продавать устаревшую технику всегда непросто.

В странах ЕС к F-газам выдвигают следующие требования:

- для устройств, в которых содержится более 3 кг F-газа, необходимо проводить тест на утечку газа как минимум 1 раз в год. По результатам проверки следует заполнять специальную форму;
- после окончания срока службы устройства, содержащего F-газ, газ должен быть полностью утилизирован;
- сервисная служба должна иметь соответствующий сертификат;
- фреоны HFC не могут применяться в автомобильных кондиционерах после 2010 г.

F-газы не угрожают озоновому слою, но могут быть причиной экологической озабоченности другого рода. Эксперты выяснили, что коэффициент глобального потепления для HFC в сотню раз превосходит этот коэффициент для R22. Коэффициент глобального потепления GWP100 показывает вклад газа в экранирование ИК-излучения. Коэффициент GWP100 принят за единицу для CO₂.

Если правительства европейских стран реально озаботятся глобальным потеплением, никто не сможет помешать запрету на HFC. И история показывает, что такой шаг может быть сделан внезапно. К сожалению, политику делают не ученые и проектировщики, а политики. И их решения зачастую являются популистскими.

Однако и другая крайность не является оптимальным решением. Во многих случаях (особенно в системах с многозонным кондиционированием) стоит задуматься о целесообразности применения сплит-систем с фреонами.

Очень часто при кондиционировании объектов с большим количеством помещений, особенно различного назначения, встает вопрос: какая система охлаждения воздуха является

предпочтительной? Как правило, в тех существующих зданиях, где необходимо поддерживать индивидуальные климатические условия в каждом конкретном помещении, целесообразно использовать две системы кондиционирования воздуха: чиллер-фанкойл или мультизональные системы. Сплит-системы, даже с несколькими внутренними блоками, несмотря на свою дешевизну, не желательны, так как портят внешний вид здания, загромождая его наружными блоками, а системы на базе центральных кондиционеров требуют прокладки огромного количества воздухопроводов большого сечения, что возможно в основном на этапе строительства здания. По сравнению с ними чиллер и фанкойлы или мультизональные фреоновые системы требуют незначительного объема строительных работ, которые можно выполнить, не прекращая эксплуатации кондиционируемых помещений, или, по крайней мере, приостановить их функционирование на короткий срок.

Для того чтобы окончательно определиться с выбором системы, следует проанализировать их недостатки с различных точек зрения. Оптимальное решение может быть найдено при анализе особенностей проектирования, монтажа, эксплуатации и ремонта систем.

Этап проектирования может стать решающим при выборе конкретной системы, так как проектировщик должен учитывать не только пожелания заказчика, но и предусмотреть все последствия принятого решения. Так, при выборе любого оборудования существуют ограничения, которые могут сделать неприемлемым его использование. Например, если длина фреоновых коммуникаций или перепад высот между блоками мультизональных систем превышает допустимое значение, а место для другого размещения наружных блоков отсутствует, тогда единственным решением остается использование систем водяного охлаждения, у которых межблочная длина гидравлических соединений определяется параметрами насосной станции или количеством промежуточных насосов.

С точки зрения сложности выполнения расчетов и комплектования всей системы в целом проектирование на основе фреонового оборудования проще по сравнению с водяными системами, так как в системах чиллер-фанкойлов кроме общего для всех систем расчета теплового баланса помещений еще добавляется расчет гидравлических коммуникаций. Для мультизональных систем необходимо лишь обеспечить выполнение некоторых ограничений по длине трассы и расположению блоков и рассчитать объем дозаправляемого хладагента, если это требуется. Другим достоинством фреоновых систем является стандартный набор принадлежностей, которые, как правило, обеспечивают выполнение всех предъявляемых к их работе требований. Эти различные уровни автоматизации и контроля работы оборудования, обеспечиваемые целым набором пультов управления, дополнительные принадлежности и возможность внутренних блоков фреоновых систем могут работать одновременно в режимах охлаждения и обогрева.

Самым важным преимуществом фреонового оборудования является многообразие внутренних блоков, которое позволяет использовать их в помещениях различного назначения и соответствовать разным дизайнерским и архитектурным решениям: настенные, напольные, подпотолочные, кассетные, каналные, колонные, встраиваемые и т.д. Водяные системы до недавнего времени располагали лишь ограниченным набором внутренних блоков: напольные, потолочные, каналные. Хотя в последнее время к ним добавились настенные и кассетные блоки, но они не получили пока широкого распространения и предлагаются пока еще не всеми производителями систем водяного охлаждения.

Комфортные условия в помещении во многом зависят от точности поддержания в них параметров окружающей среды. Хотя точность поддержания температуры у обеих систем приблизительно одинаковая, но фреоновые системы способны более эффективно обеспечивать выполнение заданных условий благодаря наличию дополнительных функций в приборах автоматического управления их внутренних блоков. Пульты для фанкойлов позволяют в большинстве случаев регулировать только температуру воздуха и менять скорость работы

вентилятора, в то время как пульта внутренних блоков мультizonальных систем снабжены таймером, позволяющим задавать время включения оборудования, переключателем скорости вентилятора, переключателем режимов работы с возможностью автоматического выбора режима и другими сервисными функциями. Кроме того, некоторые модели фреоновых систем позволяют одновременно использовать внутренние блоки одной системы на охлаждение и обогрев, если разные помещения требуют разных параметров микроклимата или находятся в различных условиях. Все больше фреонового оборудования снабжается функцией нечеткой логики, которая уменьшает вероятность ошибки со стороны человека при выборе оптимальных условий. Все это делает эксплуатацию мультizonальных систем предпочтительней и удобней с точки зрения оптимизации параметров микроклимата.

В последнее время начали появляться современные пульта управления и для водяных систем, но до их широкого применения еще далеко. Кроме того, они увеличивают общую стоимость оборудования, а его сравнительная дешевизна как раз и является одним из преимуществ водяных схем.

На основании вышесказанного можно сделать вывод о целесообразности экономической проработки вопроса не только с позиций стоимости приобретения и эксплуатации оборудования, но и с позиций экологической безопасности и возможности применения запретительных мер в обозримый период в будущем.

Оптимальный выбор той или иной системы кондиционирования зависит от многих факторов, влияющих на принятие окончательного решения. Тщательный анализ невозможен без знания всех особенностей монтажа и эксплуатации каждого вида оборудования, поэтому очень многое зависит от грамотности проектировщика, который, как правило, и оказывает решающее влияние на этот выбор.

Выбор системы кондиционирования основывается, как правило, на анализе технико-экономических параметров. С учетом вышесказанного считаем целесообразным проводить оценку проектов (в том числе контролирующими службами) с учетом требований экологической безопасности.

Затем следует сравнить экономическую целесообразность применения тех или других предложенных вариантов по стандартным методикам расчетов.

Список литературы

1. Кирюха В.В., Мазур И.Ф. Оптимизация выбора хладагента в системах кондиционирования с учетом требований экологической безопасности // Приморские зори-2005: сб. – Владивосток: ТАНЭБ, 2005.
2. Кирюха В.В., Мазур И.Ф. Вопросы контроля и управления качеством воздушной среды // Белые ночи: сб. – СПб.: МАИЭБ, 2004.

Сведения об авторе: Кирюха Владимир Витальевич, кандидат технических наук, доцент, e-mail: vkiryuha@list.ru.