

Состояние статического трения жгута дели во фрикционных рабочих органах рыбопромысловых механизмов

Д-р техн. наук С.В. Федоров – Калининградский государственный технический университет
 Е.М. Зеброва – Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

В наиболее общем случае схема фрикционного эффекта выборочных устройств сводится к схеме Эйлеровой задачи о роли трения в тяговых устройствах шнурового типа. Для расчета тяговых возможностей фрикционных промысловых машин (ФПМ), имеющих цилиндрическую форму, проектировщики в основном пользуются уравнением Л. Эйлера [Карпенко В.П., Торбан С.С. *Механизация и автоматизация процессов промышленного рыболовства*. М.: Агропромиздат, 1990. 471 с.]:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu\alpha}, \quad (1)$$

где S_1 и S_2 – усилия на набегающей и сбегающей ветвях гибкой нити, Н;

μ – коэффициент трения;

α – угол обхвата нитью барабана, радиан.

Формула (1) получена аналитически и содержит ряд известных допущений, в том числе считается, что сила трения создается на всей дуге обхвата α и коэффициент трения зависит только от материала фрикционной пары.

Многолетний опыт эксплуатации ФПМ показал, что процесс выборки в условиях промысла происходит прерывисто, часто происходят проскальзывание сетного жгута по барабану и стравливание орудия лова с рабочего органа выборочной машины. Следствием проскальзывания являются потеря тягового усилия рыбопромысловых машин и резкий износ сетного полотна (дели) и поверхности барабана [Торбан С.С. *Промысловые механизмы для комплексной механизации кошелькового лова рыбы*. М.: Пищевая промышленность, 1971. 384 с.]. Проскальзывание сетного жгута относительно рабочего органа машины связано с падением коэффициента трения.

Процесс трения сетных жгутов о поверхность тягового органа изучен недостаточно [Карпенко, Торбан, 1990; Торбан, 1971]. Так, несмотря на большое количество проведенных исследований, не установлены зависимости значения коэффициента трения от различных факторов реальных условий эксплуатации, а именно: состояния поверхностей рабочего органа ФПМ и орудия рыболовства; структуры и материала элементов орудия лова; условий, при которых осуществляется выборка жгута (наличие влаги и биомассы) и др. Поэтому во многих расчетах ФПМ до настоящего времени используются табличные значения коэффициентов трения, зависящих только от природы трущихся тел. В результате фактическое тяговое усилие промысловой машины оказывается не соответствующим проектному значению.

Следовательно, **важнейшей проблемой при проектировании ФПМ является отсутствие корректных сведений о зависимости коэффициента трения от различных факторов реальных условий эксплуатации орудий лова.**

Следует отметить, что исследования трения на поверхностях фрикционных барабанов рыбопромысловых механизмов в течение последних почти 40 лет не получают должного развития. В рыбной промышленности в настоящее время нашли применение новые конструкции рабочих органов ФПМ и современные сетематериалы для изготовления орудий рыболовства, взаимодействие на контакте между ними требует детального изучения.

Современная трибология указывает на наличие срыва величины трения в точке максимума статического контакта, чему предшествует так называемое «предварительное смещение на контакте» [Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбаков В.С. *Основы расчетов на трение и износ*. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.]. Это определяет существо разрыва (разрушения) фрикционной связи при потере устойчивости тела на плоскости с трением. С другой стороны, сам Л. Эйлер ранее показал новый метод расчета коэффициента трения (динамического), который оценивает сопротивление относительно движению тела на плоскости после потери им устойчивости (статического состояния). В трибологии этот коэффициент трения называют еще кинетическим [Крагельский, Добычин, Комбаков, 1977].

Таким образом, для точки максимума статического трения следует учесть еще факт падения этой статической силы до силы кинетической, и, следовательно, поэтому традиционная инженерная рекомендация по выбору максимальной тяги становится двойственной и неопределенной. Таким образом, при неизменной нагрузке на фрикционный барабан $N = S_1 + S_2$ и планируемой максимальной силе статического трения $F_{ст}^*$ (полезной тяге) реальная полезная тяга ($F_{удов}$) может быть существенно ниже ожидаемой (расчетной) [рис. 1].

В связи с этим, кафедрами «Теория механизмов, машин и детали машин» и «Промышленное рыболовство» КГТУ была предпринята попытка исследовать зависимость коэффициента

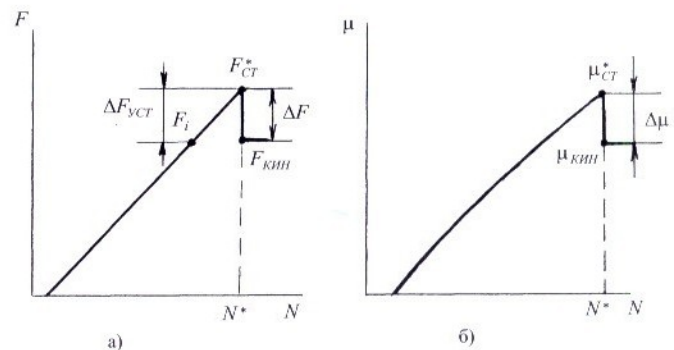


Рис. 1. Показатели неустойчивости системы тяги фрикционных устройств

Материал трущейся пары		Значения статического ($\mu_{ст}$) и кинетического ($\mu_{кин}$) коэффициентов трения в зависимости от состояния дель					
Жгут дель	Поверхность фрикционного барабана	Сухая		Мокрая		Мокрая с рыбной биомассой	
		$\mu_{ст}$	$\mu_{кин}$	$\mu_{ст}$	$\mu_{кин}$	$\mu_{ст}$	$\mu_{кин}$
Полиамидная узловая (a = 18 мм)	Сталь	0,26	0,26	0,45	0,41	0,44	0,41
Полиамидная узловая (a = 65 мм)		0,26	0,26	0,50	0,47	0,47	0,45
Полиамидная латексирован. узловая (a = 30 мм)		0,29	0,29	0,54	0,42	-----	-----
Мононить (a = 20 мм)		0,26	0,26	0,16	0,16	-----	-----
Полиамидная узловая (a = 18 мм)	Резина	0,64	-----	0,91	0,50	0,94	0,87
Полиамидная узловая (a = 65 мм)		0,74	-----	0,91	0,30	0,94	0,93
Полиамидная латексирован. узловая (a = 30 мм)		0,63	-----	0,91	0,30	-----	-----
Мононить (a = 20 мм)		0,66	-----	0,90	0,45	-----	-----

трения скольжения от различных факторов реальных условий работы рыбопромысловых механизмов.

Изучали коэффициент трения при различных режимах работы: в статике, в области его максимума, где наблюдается срыв силы трения (при переходе его в кинематику) и в кинематике.

Поставлена серия экспериментальных исследований коэффициентов статического и кинетического трения жгута дель на цилиндрической поверхности стального и резиненного барабанов с углом обхвата 180°. Использовали схему ступенчатого нагружения одной ветви образца до момента нарушения равновесия тела (нити) на плоскости (цилиндре) [рис. 2]. Одновременно специальным электромеханическим устройством оценивали время и путь перемещения ведомой ветви [рис. 3]. В качестве

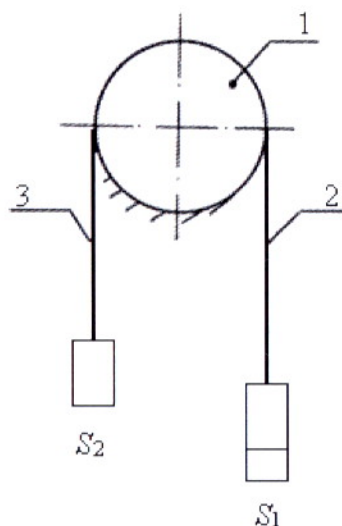


Рис. 2. Схема лабораторной установки для определения статического коэффициента трения скольжения: 1 – фрикционный барабан; 2, 3 – сбегаящая и набегающая ветви гибкого тела

объектов исследования использовались образцы мерной длины, изготовленные из материалов, наиболее часто применяемых в современном промышленном рыболовстве: дель полиамидная узловая и безузловая, а также мононить. Эксперименты выполняли для различных условий: сухого трения; трения мокрых образцов и трения мокрых образцов с добавками рыбной биомассы [Сапленков А.О., Прохорчик А.А. Экспериментальное исследование процесса взаимодействия тяговых органов промысловых машин с орудиями лова: диплом. проект по спец. 111001.62-Промышленное рыболовство (океаническое рыболовство)/ КГТУ: А.О. Сапленков, А.А. Прохорчик. Калининград, 2005. 135 с.].

По результатам указанных выше экспериментов определялись искомые величины статического $\mu_{ст}$ (максимального) и кинетического $\mu_{кин}$ (минимального) коэффициентов трения в рамках общей статической задачи о потере устойчивости тела на поверхности с трением.

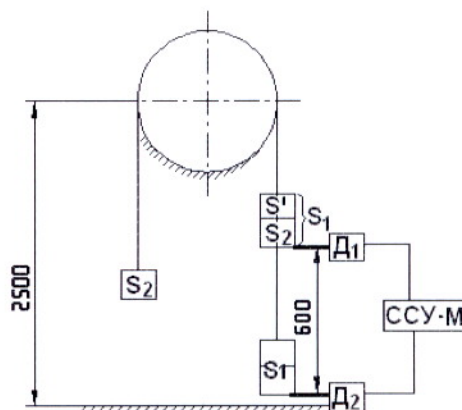


Рис. 3. Схема лабораторной установки для определения кинетического коэффициента трения скольжения

Коэффициент статического трения рассчитывался по формуле:

$$\mu_{cm} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} = \frac{F}{N}, \quad (2)$$

где $F = S_1 - S_2$ – сила трения;

S_1 и S_2 – сбегающая (нагруженная) и набегающая ветви образца;

$N = S_1 + S_2$ – нормальная нагрузка на барабан.

Для определения кинетического коэффициента трения использовалась идея Л. Эйлера по измерению в рамках его уравнения с применением метода наклонной плоскости [Федоров С.В. Основы трибозргодинамики и физико-химические предпосылки теории совместимости. Калининград: КГТУ, 2003. 415 с.]:

$$\mu_{кин} = \mu_{cm} - \frac{2L}{gt^2 \cos \alpha}, \quad (3)$$

где L – путь, который проходит образец после начала движения (преодоления статического трения);

t – время движения образца;

α – угол наклона плоскости.

Применяя данный метод для цилиндрического образца и нити, угол α следует принять равным нулю и, соответственно, $\cos \alpha = 1$. Таким образом, при совмещении данных статического и кинетического экспериментов в едином эксперименте кинетический коэффициент трения определяется по формуле:

$$\mu_{кин} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} - \frac{2L}{gt^2}. \quad (4)$$

Разница ($\Delta\mu$) между коэффициентами статического и кинетического трения [$\Delta\mu = \mu_{cm}^* - \mu_{кин}$ ($\Delta F = F_{cm}^* - F_{кин}$)] есть показатель устойчивости всей системы трения (см. рис. 1).

Для широкого диапазона условий, характерных для эксплуатации орудий лова и фрикционных органов промысловых машин, получены численные значения коэффициентов статического (μ_{cm}) и кинетического ($\mu_{кин}$) трения в зависимости от различных факторов, возникающих при переходе от статического трения к кинетическому, которые приведены в таблице.

Из результатов проведенных исследований могут быть сделаны следующие выводы [Сапленков, Прохорчик, 2005]:

1. Наименьшие значения коэффициентов трения показывают сухие образцы по стали. Обрезиненный барабан, по сравнению со стальным, обеспечивает более высокие коэффициенты статического трения (μ_{cm}); вместе с тем он демонстрирует более

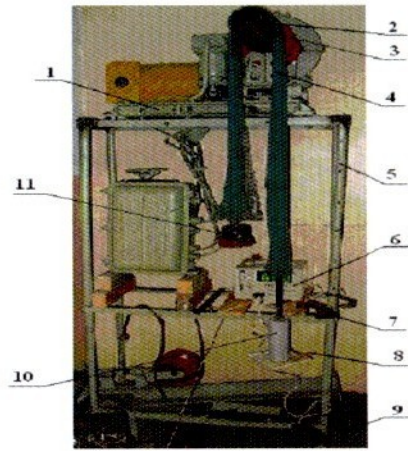


Рис. 4. Лабораторная установка для определения коэффициентов трения: 1 – гидрологическая лебедка, 2 – фрикционный барабан, 3 – вал, 4 – сетной образец, 5 – рама, 6 – счетчик-секундомер, 7 – датчик, 8 – метка (флажок), 9 – датчик, 10, 11 – грузы

значительные (в 1,5–3 раза) уменьшения коэффициентов трения ($\mu_{кин}$) при переходе от статики к кинематике. Обрезиненный барабан, обладая молекулярной гладкостью поверхности, способен эффективнее снижать коэффициент трения при влажных условиях, чем стальной, имеющий явно выраженную шероховатую поверхность.

Самые низкие статический и кинетический коэффициенты трения по стали показывает мокрая монополь, тогда как по резине у всех исследованных образцов статический коэффициент трения примерно одинаковый, а кинетический – значительно отличается. Полученные численные значения коэффициентов трения следует использовать в инженерных расчетах.

2. Явно выражен факт существования двух различных значений коэффициентов трения при одной и той же нагрузке в паре трения: барабан – образец (см. рис. 1). Это необходимо учитывать в реальной практике для исключения причин возможного падения тяги. Особенно это важно для современных обрезиненных барабанов, которые, с одной стороны, демонстрируют наибольшую статическую силу трения (тягу), а с другой – способны наиболее значительно терять тягу, поскольку имеют очень низкие коэффициенты кинетического трения в статике, т.е. имеют большой срыв величины силы трения.

3. Значительное падение коэффициента трения в реальных условиях эксплуатации показывает неэффективность использования только лишь сил трения для создания полезной тяги. Поэтому целесообразно к поверхностным силам (трения) формировать дополнительные тяговые силы. Здесь перспективны конструктивные решения тяговых барабанов с устройствами, использующими объемные силы сжатия, действующие по принципу управляемого секторального (в пределах реальной дуги скольжения) захвата выборного элемента.

Fedorov S.V., Zebrova E.M.

State of static friction of net fiber in frictional installations of fishing mechanisms

The authors present experimental data on sliding friction coefficient against steel and rubber surfaces for net fibers from different materials being used in frictional installations of fishing mechanisms. The effect of friction force drop at the maximum static friction point is investigated. This friction force drop reduces the traction of ship winch frictional drum by a factor about 1,5-3.

